Nr. 6. Warszawa, 5 czerwca 1928 r. Rok VI.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. **JAN KOMARNICKI.**
Wydawca: **Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.**
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.
GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 9 do 15.

Prof. Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI

NOWOCZESNE TURBINY PAROWE.

(por. Technika Cieplna, 1928, str. 81).

I. TURBINY KONDENSACYJNE.

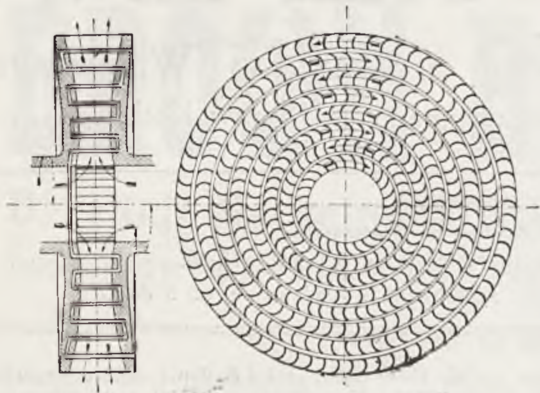
A. Turbiny jednokadłubowe.

Jak poprzednio zaznaczyłem, buduje się obecnie jednokadłubowe osiowe turbiny parowe naogół przy $n = 3000$ *obr/min* i ciśnieniu dolotowem aż do 22 *atn* i 350° C o mocy aż do około 12000 *kW.* Jedynie *fabryka Zoelly*'ego, budująca wielostopniowe osiowe turbiny akcyjne o małej liczbie stopni ciśnienia przy dużych średnicach wirników stosuje *jednokadłubowe wykonanie* przy n=3000 *obr/min* o mocy aż do 20000 *kW*, a przy n=1500 *obr/min* o mocy aż do 40000 *kW* i to przy ciśnieniu pary dolotowej aż do 35 *atn* i 400° C. Osobiście mam w tym względzie poważne wątpliwości, a to tem więcej, że dziesięciostopniowe jednokadłubowe osiowe turbiny kondensacyjne systemu akcyjnego o mocy 40000 *kW* przy n=1500 *obr/min* i przy ciśnieniu dolotowem 23 *atn*, 375° C zawiodły w ruchu także pod względem trwałości kadłuba, podlegającego przy dużej średnicy a niewielkiej długości bardzo znacznej różnicy temperatur. Co do poprzednio wspomnianej liczby obrotów 3000 na minutę, to zaznaczyć należy, że przy wyższem ciśnieniu pary dolotowej, a mocy niewielkiej (poniżej około 1000 *kW*) trzeba ze względu na uzyskanie niezbyt niskich łopatek stosować większą liczbę obrotów turbiny i trzeba z konieczności umieścić przekładnię zębatą pomiędzy turbiną i generatorem elektrycznym. Jeśli przekładnia nie jest duża, a jest prawidłowo i starannie wykonana, to nie można mieć żadnych wątpliwości co do niezawodności ruchu takiego turbozespołu.

Jednokadłubowe turbiny promieniowe systemu Ljungstroem'a zostały już zbudowane dla ciśnienia dolotowego 28 *atn*, 450° C. a projektuje się je dla ciśnień do 50 *atn.* Turbiny Ljungstroem'a zdobywają coraz większe zastosowanie, choć dotychczas rynek zbytu, zwłaszcza przy wyższych ciśnieniach dolotowych opanowany jest prawie wyłącznie przez turbiny osiowe, wykonywane przeważnie jako turbiny kombinowane, akcyjno-reakcyjne. System wyłącznie reakcyjny i system wyłącznie akcyjny są w turbinach parowych obecnie rzadziej używane.

W osiowych turbinach jednokadłubowych *system reakcyjny* jest stosowany tylko przez fabrykę Parsons'a w Anglji, co można tłómaczyć sobie pewnym konserwatyzmem i używaniem niezbyt wysokiego ciśnienia pary dolotowej, skutkiem czego otrzymuje się już przy mocy około

5000 *kW* łopatki niezbyt krótkie. W turbinie promieniowej łopatki ułożone są równolegle do osi geometrycznej wału, a pierwszy wieniec



Rys. 17.

łopatkowy posiada małą średnicę, skutkiem czego nawet przy mniejszej mocy turbiny łopatka posiada dostateczną długość przy systemie reakcyjnym. Ostatni może być więc, nawet przy mniejszej mocy (ok. 700 *kW*) turbiny, zastosowany z powodzeniem w turbinach promieniowych.

Jedyną parową turbiną promieniową, która jako silnik o mocy średniej odgrywa na rynku zbytu poważną rolę, jest turbina Ljungstroem'a, pracująca z reakcją i z regulacją przez dławienie pary dolotowej. Przepływ pary w tej turbinie widzimy na rys. 17. Cechą jej charakterystyczną jest to, że *nie posiada żadnych kierownic*, tylko dwa wirniki, zaopatrzone w większą liczbę wieńców łopatkowych; — w ostatnich para rozpręża się stopniowo, nadając wirnikom ruch przeciwbieżny. Wirniki te *A* i *B* (rys. 18) osadzone są na końcach dwóch wałów, skutkiem czego turbozespół musi posiadać dwa generatory elektryczne. Parę świeżą doprowadza się do pierwszego wieńca łopatkowego o najmniejszej średnicy rurą *C*, rozdzielającą się w kilka rur, a przechodzącą przez przestrzeń wylotową;—para wylotowa płynie rurą *D* do kondensatora. Wynika z tego, że uszczelnienia grzebieniaste, znajdujące się pomiędzy wirującemi razem z wirnikami tarczami *E* i nieruchomemi tarczami *F* muszą uszczelniać pomiędzy ciśnieniem pary dolotowej i próżnią. Co do rys. 18 to nadmienić można jeszcze, że *H* oznacza zawór służący do przeciążenia turbiny, a *K* jest korkiem, dzięki któremu czop, na którym osadzony jest wirnik, ogrzewany jest tylko na długości piasty wirnika.

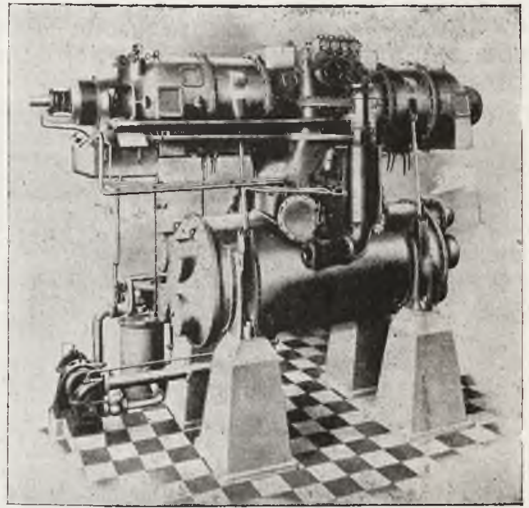
Całość instalacji turbozespołu Ljungstroem'a widzimy na rys. 19, w którym oznacza: 8—turbinę, 2—generatory elektryczne, 11—kondensator powierzchniowy, na którym spoczywa turbozespół, 14—pompę do wody chłodzącej, 18—pompę do kondensatu, 35 — ejektory do odciągania powietrza rurą 16 z kondensatora, do których doprowadza się parę świeżą rurkami 38 i 39, a z których odpływa ona do kondensatora, 3—główny zawór rozruchowy i bezpieczeństwa, 4 — samoczynny zawór regulacyjny, 29 — zawór (z uszczelnieniem wodnem) dla pracy z wydmuchem. Z rysunku tego widzimy, że turbina zabiera mało miejsca, natomiast cała długość turbozespołu

Rys. 18. Turbina Ljungstroem'a o mocy 1700 *kW*, przy $n = 3000$ *obr/min*, $p_1 = 13$ *atn*, 350°C, $p_2 = 0{,}05$ *ata*.

jest większa niż turbozespołów osiowych z powodu konieczności stosowania dwóch generatorów elektrycznych. Ponieważ cały turbozespół spoczywa na kondensatorze, a tenże na fundamencie (rys. 20), przeto ostatni jest bardzo prosty, tak że turbozespół tego rodzaju może być łatwiej przenoszony z jednego miejsca na drugie niż turbozespół z osiowym przepływem pary.

Przy mocy większej od około 3000 *kW* przy *n*=3000 *obr/min* nie można ze względów wytrzymałościowych stosować ostatnich wieńców łopatkowych o układzie promieniowym, a celem uzyskania krótszych łopatek używa się w ostatnich osiowych wieńcach (rys. 21) dwukierunkowego przepływu pary. Na rys. 21 oznacza:

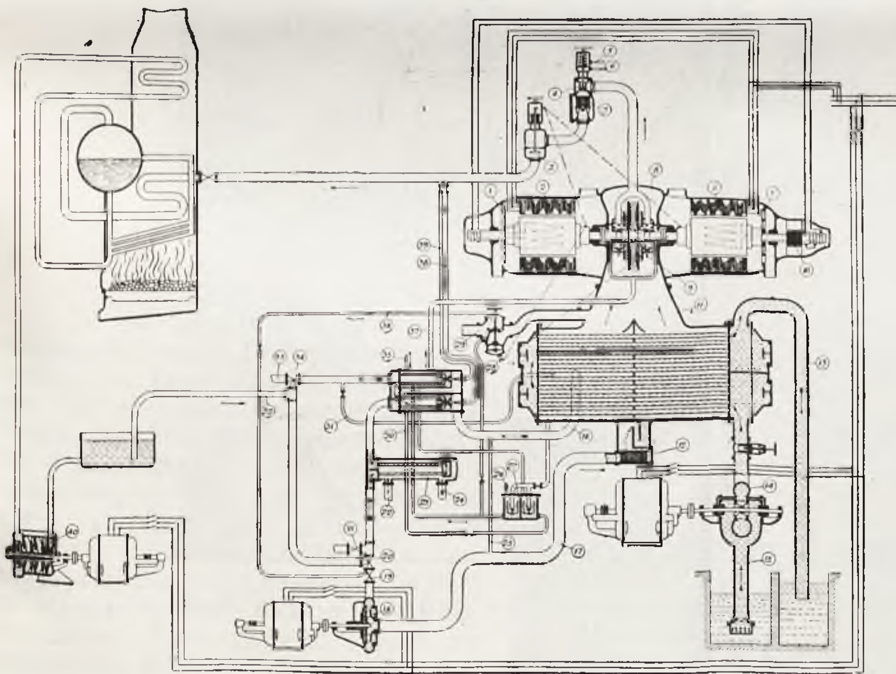
3 — rurę dla dopływu pary świeżej, rozdzielającą się w rurze wylotowej 2 na kilka rur 4, 5 — zawór do przeciążenia turbiny (największa moc stała 6250 *kW*), 7 — osiowe łopatki kierownicze, przytwierdzone do kadłuba turbiny, 8 — osiowe łopatki wirnikowe systemu reakcyjnego, 10 i 11 — rurki służące do odprowadzania pary z dławnic, 17 — generatory elektryczne. Wirnik 9 składa się z kilku części, połączonych ze sobą zapomocą sworzni stożkowych. Umocowanie łopatek w wirniku uwidocznione jest na rys. 22. Łopatka 11, tworząca jedną całość z ogonami jaskółczemi 10, połączona jest zapomocą zawalcowania ze wzmacniającemi pierścieniami cylindrycznemi 9, a jeden z tychże zapomocą pierścienia cylindrycznego 4 z pierścieniem 2, połączonym przez zabicie drutem 3 z wirnikiem 1. Wymiana wieńców łopatkowych jest więc bardzo prosta. Pierścień 4 jest cienki, a połączony jest z pierścieniami 2 i 9 zapomocą zawalcowania, skutkiem czego całość budowy jest tego rodzaju, że daje dużą elastyczność przy nierównem wydłużaniu się poszczególnych części.



Rys. 20.

Uchodzeniu pary pomiędzy dwoma wieńcami wirnikowemi zapobiega ostre pierścieniowe obrzeże 7, które jest przytwierdzone do pierścienia 9 przez zabicie pierścieniem 8.

Przy jeszcze większej mocy stosuje Ljungstroem, jak to widzimy na rys. 23, dwa reakcyjne osiowe stopnie ciśnienia o przeciwkierunkowym przepływie pary.



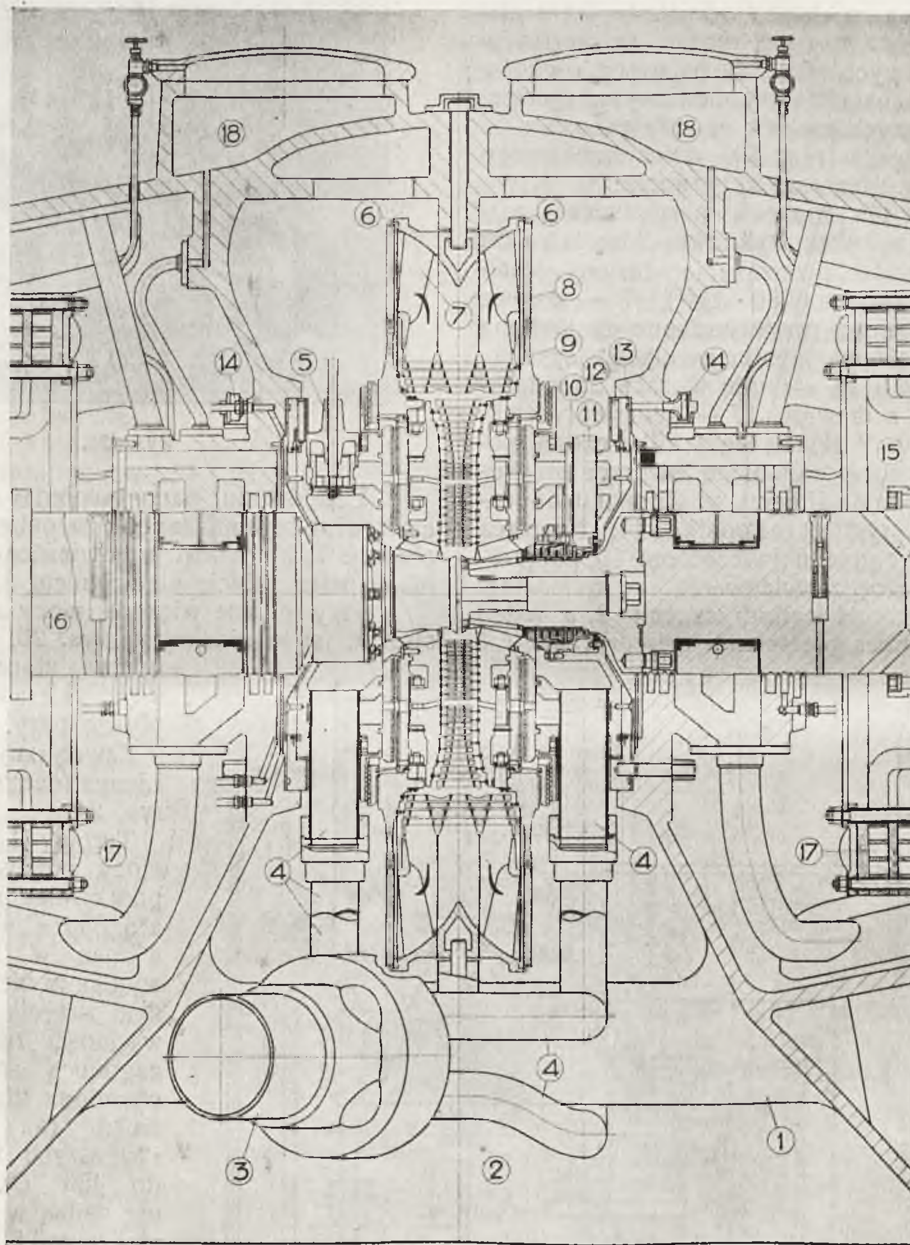
Rys. 19.

Zewnętrzny widok turbiny Ljungstroem'a przedstawia rys. 24.

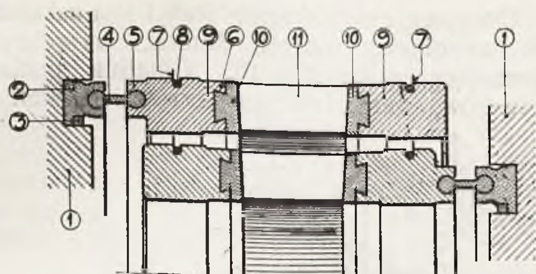
Turbiny Ljungstroem'a o mocy mniejszej, pracujące przy ciśnieniu dolotowem 16 atn, 350° C wykazały także u nas w Polsce dobre wyniki w ruchu pod względem zużycia pary i niezawodności ruchu, natomiast zagranicą zostały już uruchomione dla wyższych ciśnień (aż do 28 *atn*) i wyższych temperatur (aż do 450° *C*). Jeśli ostatnie dadzą w pracy kilkoletniej wyniki zadawalniające w szczególności pod względem niezawodności biegu, to spodziewać się należy, że *rozpowszechnienie tego na genialnym pomyśle zbudowanego silnika znacznie wzrośnie*. Nie ulega jednak wątpliwości, że przy wysokiem ciśnieniu pary dolotowej duże trudności sprawia uszczelnienie pomiędzy tem ciśnieniem i próżnią (patrz rys. 18 uszczelnienie pomiędzy tarczami *E* i *F*), a przedewszystkiem także *opa-*

nowanie wody w wilgotnej parze części niskoprężnej.

Uszczelnienie pomiędzy tarczami *E* i *F* wykonane jest podług rys. 25 zapomocą uszczelnienia grzebieniastego. Blaszane tarcze ze stali niklowej tego uszczelnienia są zabite drutem, w tarczach *E* i *F*, posiadają grubość 0,12 do 0,2 *mm*, a końce ich są ostro ścięte. Zatarcie się uszczelnienia nie jest niebezpieczne, bo masa blachy jest bardzo mała. Ponieważ tarcze *E* i *F* są z wirnikami względnie kadłubem turbiny połączone zapomocą pierścieni cienkich sposobem nawalcowania, przeto całość tego szczegółu konstrukcyjnego posiada dużą elastyczność. Uszczelnienie wskazane na rys, 25 jest tego rodzaju, że nie potrzeba stosować łoża sztorcowego. Osiowe przesunięcie tarczy wirującej wpływa bowiem odmiennie na zmianę wielkości szczeliny w dwóch grupach uszczelnienia grzebieniastego. Mianowicie przesunięcie tarczy w jednym kierunku zwiększa szczeliny w grupie zewnętrznej, lecz nie zmienia ich w grupie wewnętrznej, natomiast przesunięcie tarczy w drugim kierunku zwiększa szczeliny tylko w wewnętrznej grupie. Dzięki temu zmienia się nacisk pary na tarczę w ten sposób, że tarcza ruchoma wraz z wirnikiem ustawia się częściowo samoczynnie w położenie właściwe, przy którem nacisk pary na



Rys. 21. Turbina Ljungstroem'a o mocy 5000 *kW*, $n = 3000$ *obr/min*, $p_1 = 19$ *atn*, 375°C, $p_2 = 0{,}06$ *ata*.



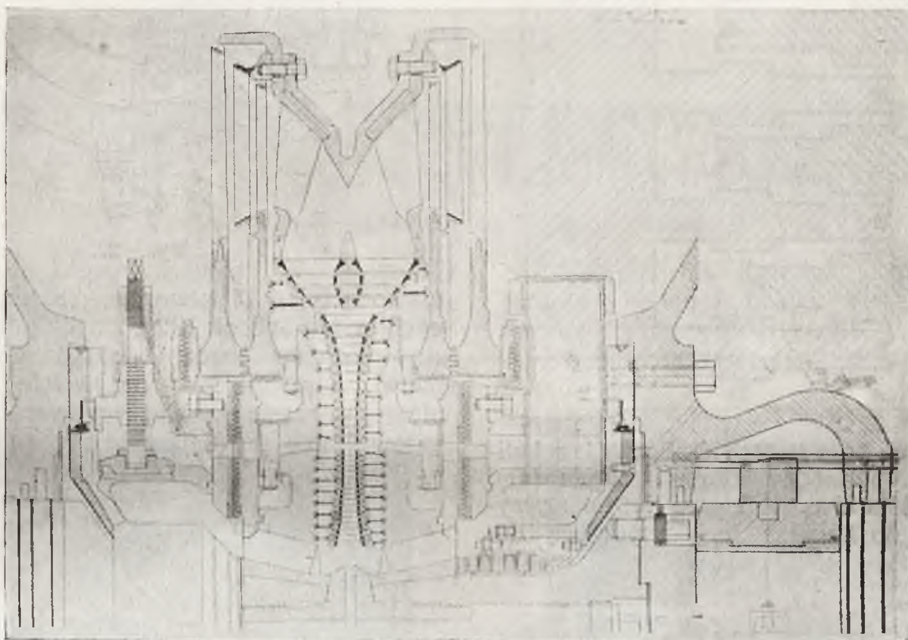
Rys. 22.

tarczę ruchomą równa się w zupełności naciskowi osiowemu pary, przepływającej przez wieniec łopatkowy wirnika.

wewnętrzne *H* przytwierdzone klinem do wału turbiny, a zewnętrzne *F* klinem do kadłuba. Układ powyższy umożliwia zastosowanie wielkiej liczby grzebieni w małej przestrzeni, a wielka liczba grzebieni zapewnia szczelność dławnicy.

Odprowadzanie pary z dławnicy odbywa się rurami *A*, *B i C*, — częściowo do dalszych stopni ciśnienia, częściowo do podgrzewacza wody zasilającej kotły.

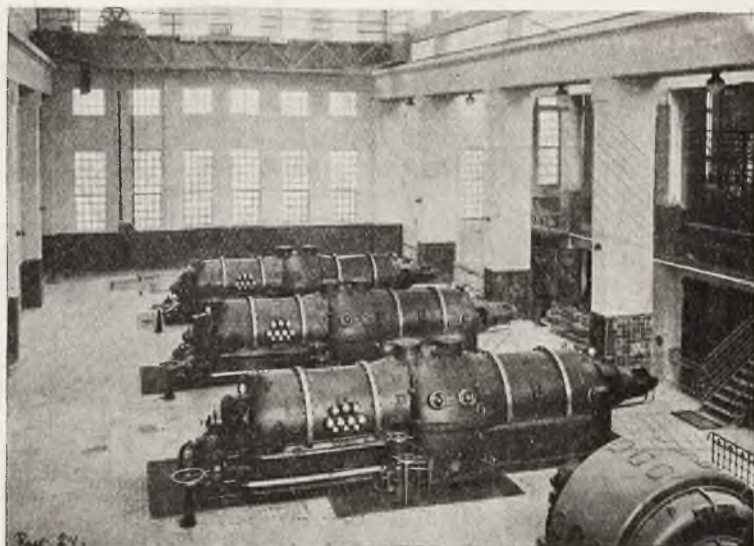
Jak z rys. 26 i poprzednich widać, właściwe krótkie wały turbiny są przewiercone i posiadają niewielką grubość ścianek, tak że przenikanie ciepła z turbiny do generatorów jest stosunkowo niewielkie, zwłaszcza że czop łożyska jest dobrze chłodzony przepływającym smarem. Budowa



Rys. 23. Kondensacyjna turbina Ljungstroem'a o mocy norm. 12000 *kW*, stałej mocy maks. 14000 *kW*, 25 *atn* 450° C, $n = 3000$ *obr/min.*

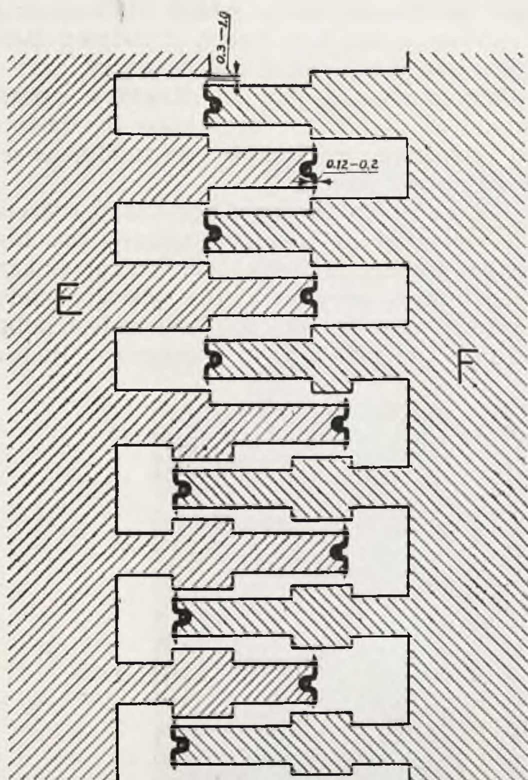
Co do zagadnienia opanowania wilgotności pary w części niskoprężnej turbiny, to firma Ljungstroem twierdzi, że w turbinach promieniowych krople wody rozdzielają się równomiernie i skutkiem tego musi następować równomierne zdzieranie łopatek na całej długości, oraz zaznacza, że w turbinach powyżej 3000 *kW* można przy przejściu z promieniowej turbiny w osiową jej część skutecznie odwodnić silnik. Z powyższego wynika, że wytwórnia zamierza poruszonemu zagadnieniu poświęcić przy wyższych ciśnieniach pary szczególną uwagę.

Bardzo ciekawa jest budowa dławnic w turbinie Ljungstroem'a. Dławnica składa się z szeregu tarcz z grzebieniami pierścieniowemi z ostrem zakończeniem pod kątem 45° (rys. 26). Tarcze ułożone są osiowo obok siebie,



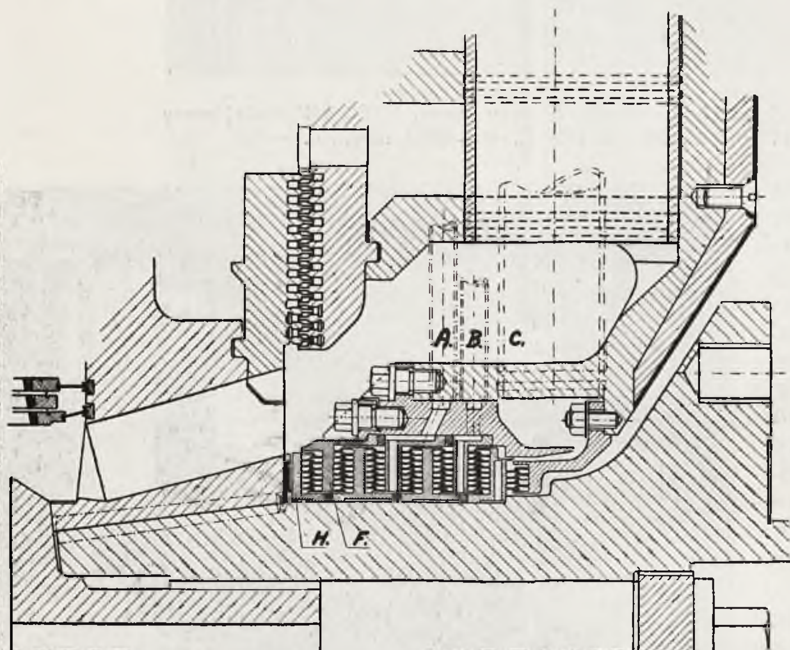
Rys. 24.

łożyska (rys. 27) jest również pomysłowa. Panwie łożyska 6 i 7, wyłożone białym meta-



Rys. 25.

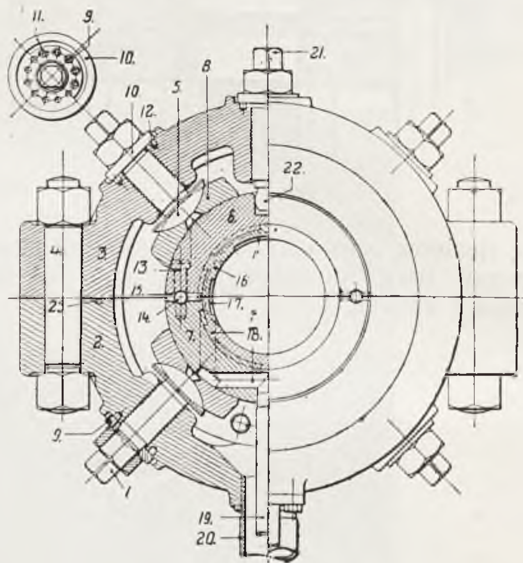
lem, spoczywają na czterech śrubach 1 z kulistemi łbami 5, pomiędzy któremi a panwiami znajdują się dokładki 8. Pokrywa łożyska przytwierdzona jest do korpusu jego zapomocą do-



Rys. 26.

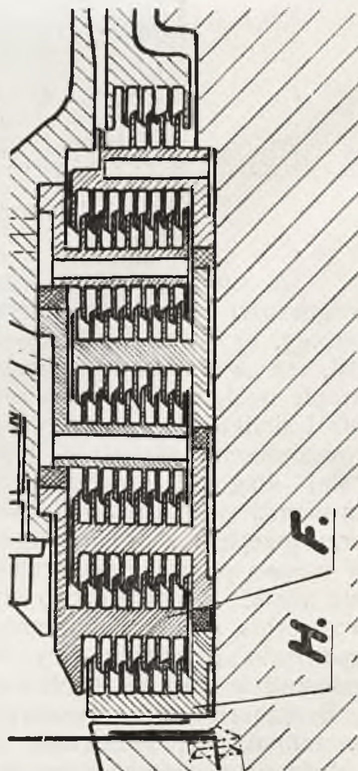
pasowanych (lekko stożkowych śrub 4, a panwie ze sobą połączone śrubami 13 i ustalone kołkami dopasowanemi 14 i 15.

Ubezpieczenie nakrętek śrub 1 jest uskutecznione zapomocą małych śrubek, wkręconych w hamujące podkładki 10. Ostatnia posiada 12 otworów, natomiast przylegająca powierzch-



Rys. 27.

nia łoża tylko 11 otworów. Skutkiem otrzymanych w ten sposób 132 różnych położeń uzyskuje się możność bardzo dokładnego nastawienia panwi. Ostatnie musi oczywiście być uskutecznione w czasie montażu w warsztacie, a wyregulowywanie późniejsze jest zbędne. Okręcaniu



Rys 26a.

się panwi zapobiega sworzeń kulisty 22, którego kula toczona jest mimośrodowo względem osi śruby 21, skutkiem czego można przez okręcanie

śruby 21, ubezpieczonej w ten sam sposób jak śruby 1, przesunąć trochę panwie współosiowo do wału. Smar pod ciśnieniem dopływa rurą 19 i otworami 18, a liczba 17 oznacza podłużne wpustki oliwne. Odpływ smaru do chłodnicy następuje rurą 20. Ze względu na bliskość generatora trzeba tutaj zwrócić szczególną uwagę na uniemożliwienie przedostawania się smaru z łożyska wzdłuż wału.

Z rysunków przedstawionych wynika, że turbina Ljungstroem'a jest nietylko pomysłowa co do samego zasadniczego układu wirników, lecz także co do różnych szczegółów konstrukcyjnych. Z powodu braku kierownic odpadają straty w kierownicach i koszty ich budowy, a osiągnięcie dużej liczby jakościowej Parsons'a nie jest zbyt kosztowne z powodu dwóch przeciwbieżnych wirników. Sprawność turbiny może więc być korzystna, zapotrzebowanie materjałów na nią jest mniejsze niż w turbinach osiowych, lecz wykonanie wymaga znacznie większej precyzyjności.

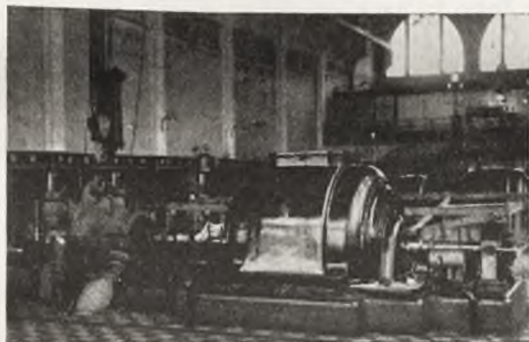
Rozpowszechnieniu większemu turbin Ljungstroem'a szkodzi natomiast, oprócz poprzednio wspomnianych wątpliwości, zapatrywanie niektórych inżynierów, że turbina osiowa jest prostsza w swej budowie od promieniowej, skutkiem czego w razie jakichkolwiek niedomagań może być łatwiej skontrolowaną przez mechanika miejscowego. (*d. c. n.*)

R. BIEDRZYCKI, inż.

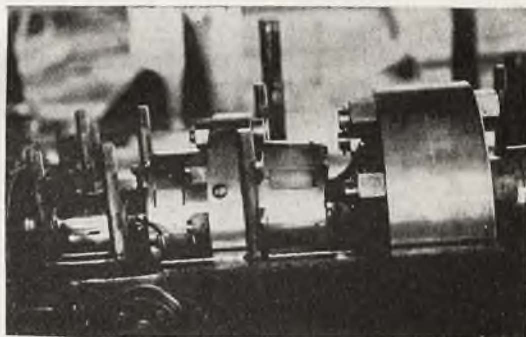
BADANIA ODBIORCZE TURBINY PAROWEJ w ZJEDN. ZAKŁ. PRZEM. K. SCHEIBLERA i L. GROHMANA W ŁODZI.

przeprowadzone w dn. 17 lutego 1928 r.

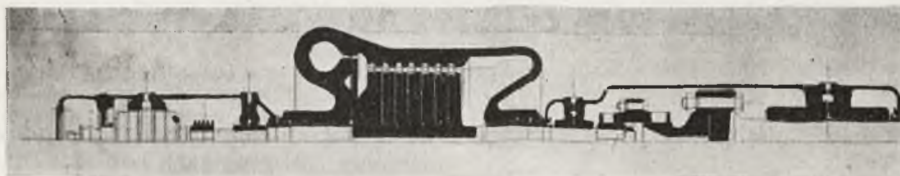
W zakładach K. Scheiblera i L. Grohmana w Łodzi ustawiono w r. 1926 nową turbinę przeciwprężną o mocy 1960 *KM*, budowy Pierwszej Brneńskiej Fabryki, którą sprzężono z przedwojennym generatorem prądu trójfazowego, zwolnionym po dawniejszej turbinie przeciwprężnej, zdyskwalifikowanej na skutek nadmiernego zużycia pary. Zużycie to wzrosło zwłaszcza niewspółmiernie po rewindykacji turbiny z Niemiec, dokąd wywieźli ją okupanci podczas wojny.



Rys 1.



Rys 3.



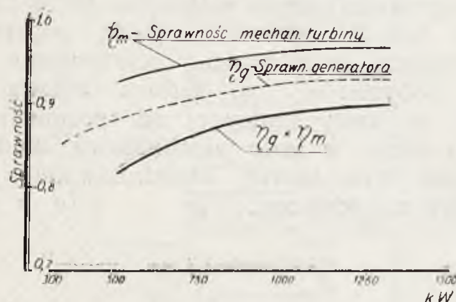
Rys 2.

Zmiana turbiny na nową pozostaje w związku z projektem elektryfikacji sąsiedniego oddziału, co nastąpić ma kosztem usunięcia następnej turbiny kondensacyjnej i zastąpieniem jej nową turbiną z pobieraniem pary.

Dzięki tej inwestycji elektrownia wytwarzać będzie dwakroć więcej energji elektrycznej, niż dotychczas, naturalnie bez powiększenia kotłowni i jedynie dzięki temu, iż całkowita ilość pary przeznaczonej dla celów grzejnych, zostanie uprzednio wyzyskana w turbinach. Jakkolwiek razić może, iż usunięto jedynie turbinę, pozostawiając stary generator o napięciu 525 *V*, podkreślić trzeba, iż cała przebudowa nastąpiła

po dłuższych i szczegółowych badaniach, na których oparto kalkulację rentowności nowej instalacji.

Niższa sprawność starego generatora, jakoteż sprawność samego zespołu, obniżona nieco skutkiem zastosowania gorszej termicznie turbiny jednoosłonowej, nie odgrywa tu większej roli, teoretyczna bowiem przewaga turbiny dwuosłonowej z nowym generatorem nie dawała logicznej podstawy dla inwestycji wymagającej znacznego i drogiego kapitału obrotowego.



Rys 4.

Koszty sfinansowania zupełnie nowego zespołu pochłonęłyby z naddaniem wszelkie przewidywane korzyści.

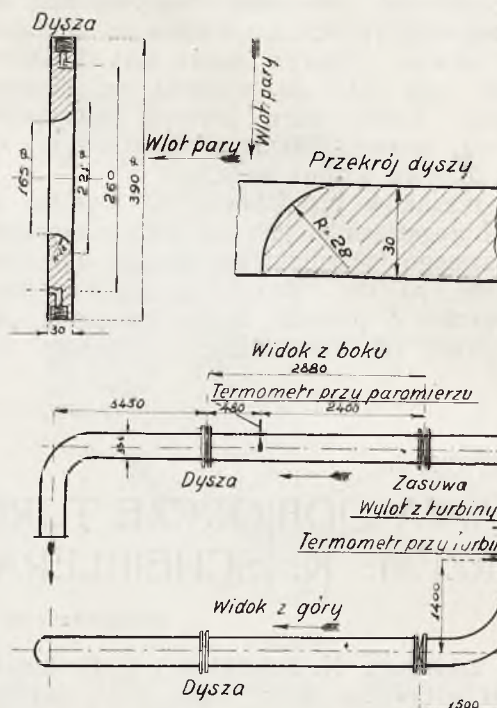
Opis generatora.

Prąd trójfazowy 1550 *kVA*, $\cos\varphi = 0{,}8$, 525 *V*, 3×1710 *A*, $n = 3000$ *obr./min.*

Rys. 1 przedstawia ogólny widok turbiny, przekrój zaś jej przedstawiony jest na rys. 2.

Turbina składa się z ośmiu wirników. Regulacja turbiny, kombinowana, odbywa się zapomocą 2-ch automatów, przyczem dławienie

Temperatura pary dolotowej 350°C
Ciśnienie pary wylotowej 3 *atn*

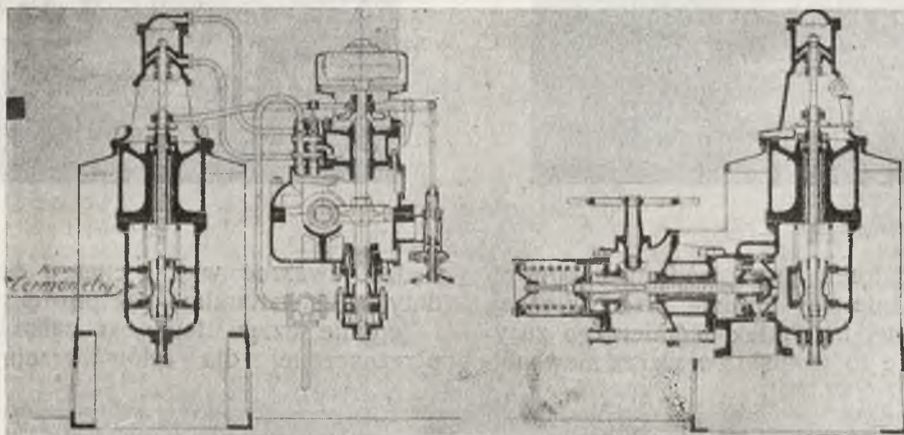


Rys 6—7.

Zużycie pary na *kWh*

Obciążenie	$^1/_1$ . . .	16,5 *kg*
	$^3/_4$ . . .	18,2 *kg*
	$^1/_2$ . . .	21,6 *kg*

Granice tolerancji 3%



Rys 5.

pary odbywa się do $^3/_4$ obciążenia (por. krzywą dławienia, rys. 8).

Pomiędzy turbiną a generatorem znajduje się sprzęgło elastyczne, przedstawione na rys. 3.

Sprawność generatora przyjęta została według krzywej podanej na rys. 4.

Gwarancje dostawcy turbiny opiewały jak następuje:

Ciśnienie pary dolotowej 14,5 *atn*

Turbina daje możność regulowania przeciwciśnienia w granicach od 2,1 *atn* do 4,1 *atn.*

Dostawca zastrzegł sobie sposób sprawdzania zużycia pary, a mianowicie: zużycie miało być mierzone dwoma sposobami: (rys. 8)

1) bezpośrednio, zapomocą paromierza, znajdującego się na rurze wylotowej.

2) zapomocą mierzenia ciśnienia i temperatury pary dolotowej pierwszego stopnia ciśnienia

za zaworem regulacyjnym, oraz przy wylocie z turbiny. Na tej podstawie miał być obliczony spadek wartości cieplnej pary i zużycie pary na *kWh*.

Za miarodajną miała być wzięta liczba wypośrodkowana z obu pomiarów.

Pomiary odbiorcze przeprowadziło Łódzkie Biuro Okręgowe Stow. Dozoru Kotłów w Warszawie w dn. 17 lutego 1928 r. łącznie z przedstawicialami firmy, która dostarczyła turbinę i z inżynierami ruchu Zjedn. Zakładów K. Scheiblera i L. Grohmana.

Podczas pomiarów ustawione zostały sprawdzone termometry[1]): u wylotu turbiny i w tulejce przygotowanej przez dostawcę za głównym zaworem parowym, przed dyszami (rys. 5).

Ostatni ten pomiar dawał temperaturę pary już zdławionej.

Ciśnienie pary dolotowej mierzone było dwoma sprawdzonemi manometrami[2]), ustawionemi przed i za zaworem regulacyjnym.

Ciśnienie pary wylotowej mierzone było zapomocą manometru u wylotu pary z kadłuba turbiny. Na rurze wylotowej (rys. 6 i 7) umieszczona była pomiędzy kryzami dysza o profilu wg. rys. 6 przed nią zaś w odstępie 480 *mm* ustawiony był termometr.

Dysza połączona była zapomocą otworów wskazanych na rys 6 z rtęciowym manometrem różnicowym, przyczem zużycie pary określane było według wzoru *Bendemana*.

$$G = 44{,}62\ F \sqrt{(0{,}91\ p - \Delta p)\,\frac{\Delta p}{pv}}\ \ gr/sek$$

W powyższym wzorze Δp oznacza różnicę ciśnień według manometru rtęciowego.

v — objętość jednego kg pary o ciśnieniu „p" i temperaturze, wykazywanych przez manometr i termometr przed dyszą.

F — przekrój dyszy w cm^2.

Obciążenie mierzone było zapomocą dwóch precyzyjnych watomierzy[3]) Stow. Doz. Kotłów, oraz watomierzy dostawcy. Za podstawę przyjęto wskazania precyzyjnych instrumentów. (Instrumenty dostawcy przy pełnem obciążeniu wykazywały różnicę 1,4%, przy mniejszych zaś obciążeniach, obliczenia dokonywane podczas próby przez dostawcę, były jednakowe).



Rys 8.

Przed przystąpienim do próby ustalono sposoby przeliczania otrzymanych liczb. Przyjęto mianowicie sprawność mechaniczną turbiny (części parowej), według załączonej krzywej (rys. 4).

[1]) Termometr na parę przegrzaną, *Thüringisches Landesamt für Mass und Gewicht*, z dn. 17/VIII. 1926, Nr. 68247/26, pozostałe termometry sprawdzono w Biurze Okręgowem Stowarzyszenia w Łodzi wg. poprzedniego termometru.

[2]) Manometry kontrolne firmy *Schäffer i Budenberg* Nr. 6247677,6247678 i 624751, sprawdzone na prasie obciążanej wagowo w Biurze Okręgowem Stowarzyszenia w Łodzi.

[3]) Watomierze Firmy *Siemens Halske* Nr. 2263568 i 2293069 zaopatrzone w odpowiednie zaświadczenia.

Rezultaty prób odbiorczych turbiny parowej Pierwszej Brneńskiej Fabryki, 1960 *KM*, 3000 obr/min, $p_1 = 14{,}5$ *atn*, $p_2 = 3$ *atn*, 350° C wykonanych w dn. 17.II. 1928 roku.

Obciążenie *kW*	Jałowe	500	652	849	990	1006	1032	1135	1342	1381
Cos φ	—	0,84	0,84	0,76	0,84	0,79	0,78	0,8	0,85	0,81
Ciśnienie pary dolotowej przed zaworem głównym w atn.	14,09	14,42	14,35	14,24	14,48	14,52	14,03	14,43	14,35	14,08
Ciśnienie pary dolotowej przed dyszami w atn.	4,75	11,7	12,3	13,57	14,42	14,47	13,95	14,3	14,31	14
Temperat. pary dolotowej przed dyszami w °C	335,4	345,8	330,8	338,8	337,6	338,2	343,0	339,0	337,5	353,8
Ciśnienie pary w rurze wylotowej w atn.	3,3	3,7	3,78	3,47	3,66	3,33	3,8	3,63	3,72	3,41
Temperatura pary w rurze wylotowej w °C	269,9	253,1	230,8	227,8	225,8	220,0	233,0	222,1	221,8	230,4
Zużycie pary na *kWh* w warunkach prób										
a) podług paromierza w kg.		27,03	24,15	20,5	20,19	19,35	20,43	19,5	19	18
b) podług temperatur i ciśnień w kg.		26,81	23,2	20	19,51	18,55	19,95	18,45	18,3	17,19
Poprawki		0,878	0,834	0,905	0,888	0,937	0,846	0,878	0,885	0,956
Zużycie pary przeliczone na warunki gwarancyjne										
a) według paromierza w kg.		23,78	20,1	18,15	17,9	18,12	17,32	17,12	16,8	17,21
b według temperatur i ciśnień w kg.		23,58	19,33	18,1	17,34	17,39	16,89	16,2	16,2	16,42
Sprawność termodynamiczna turbiny		0,576	0,672	0,703	0,718	0,71	0,735	0,759	0,759	0,742

Sprawność generatora przyjęto, jak wyżej wskazano (nie biorąc pod uwagę wpływu zmian wielkości cos φ).

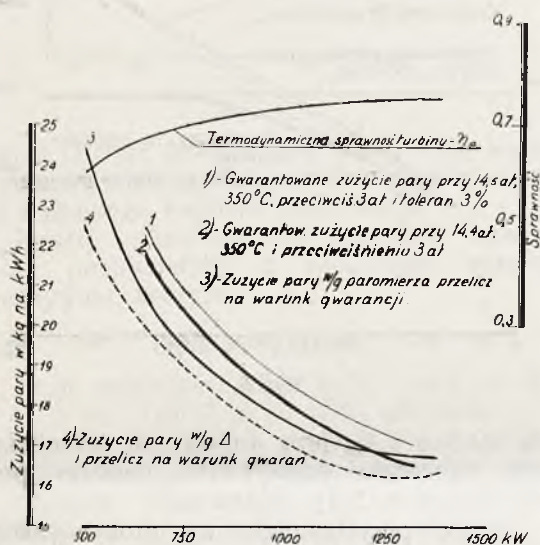
Dla przeliczeń podług ciśnień i temperatur przyjęto wzór

$$G = \frac{860}{\eta_{gen} \cdot \eta_{turb.} \cdot \triangle i_{ad.\ zm} \cdot \eta_i}$$

gdzie η_i określono tak, jak wskazano w gwarancjach.

$$\left[\frac{i_1 - i_2}{\triangle i_{ad}} \right]$$

$\triangle i_{ad.\ zm.}$ podług wartości cieplnej pary przed turbiną i za turbiną.



Rys 9.

Przeliczenie liczb otrzymanych z paromierza, oraz na podstawie temperatur i ciśnień na warunki gwarancyjne przeprowadzono zapomocą wzoru:

$$G = G_{zm} \cdot \frac{\Delta i_{ad.\ zm.}}{\Delta i_{ad.\ gw}}$$

gdzie $\Delta i_{ad.\ gw}$ przyjęto 78 *cal.*

Pomiary zgodnie z normami przeprowadzone były zapomocą szeregu kolejnych odczytów, przyczem obciążenie badanej turbiny podczas każdej serji tych odczytów, utrzymywane było na stałej wysokości dzięki przerzucaniu części obciążenia na sąsiednią turbinę kondensacyjną, pracującą równolegle z badaną dla napędu fabryki.

Rezultaty pomiarów odbiorczych przedstawione są w załączonej tablicy.

Na rys. 9 przedstawione są krzywe:

Gwarantowanego zużycia, zużycia otrzymanego według paromierza, oraz zużycia według emperatur i ciśnień (obie ostatnie krzywe przeliczone, są na warunki podane w gwarancjach).

Przyjmując sposoby pomiarów i przeliczeń wykazanych w gwarancjach dostawcy należy uznać, że liczby otrzymane przy próbach odpowiadają gwarancjom podanym w ofercie, nawet bez stosowania zastrzeżonych tolerancyj*).

*) W sprawie pow. badań odbiorczych otrzymujemy od Biura Warszawskiego Pierwszego Brneńskiego Towarzystwa Fabryk Maszyn następujące uwagi: „Określony w zamówieniu typ turbiny i jej budowa (jednokadłubowa turbina przeciwprężna) oraz zaofiarowane gwarancje uwarunkowały opracowanie projektu, który jak badania powyższe dowiodły całkowicie odpowiedział przyjętym zobowiązaniom.

Przy projektowaniu planu łopatek turbiny posiłkowano się modelem o nieco większej sprawności od sprawności gwarantowanej. Tem się tłómaczy że w powyżej przedstawionych bardzo dokładnych pomiarach odbiorczych osiągnięto znacznie lepsze wyniki od gwarantowanych. Świadczy to o prawidłowości i niezawodności metod obliczeniowych projektodawcy oraz o dokładności wykonania".

---

ten BOSCH, Prof. Politechniki Zurychskiej.

OBLICZENIE KOŁA ZAMACHOWEGO.

Poniższe obliczenie wytrzymałości koła zamachowego przeprowadzone zostało na podstawie metody prof. *Tolle* (por. Regelung der Kraftmaschinen, 3-cie wydanie, rozdz. 3-ci. str. 270—320, Springer, Berlin).

Oznaczamy przez (rys. 1):

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ — szybkość kątową koła zamachowego

γ — ciężar gatunkowy żeliwa — 0,00725 kg/cm^2

E — spółczynnik sprężystości żeliwa kg/cm^2

R — średni promień wieńca koła — 137,8 *cm*

r — zewnętrzny promień piasty — 36 *cm*

l — długość ramion (sprych) — 75 *cm*

M — ilość ramion — 6

α — połowę kąta środkowego odpowiadającego części wieńca pomiędzy dwoma ramionami, wyrażoną w mierze łukowej — $\pi/6$

F — przekrój wieńca koła — 1400 cm^2

$F' = \lambda \cdot F = - \int \frac{\eta}{R + \eta} df$, pewną powierzchnię pomocniczą, wyznaczoną metodą wykreślną *Mohr'a* dla pełnego przekroju wieńca na 9,6 cm^2

f_a — przekrój ramienia przy wieńcu — 373 cm^2

f_m — średni przekrój ramienia — 413,5 cm^2

f_i — przekrój ramienia przy piaście 454 cm^2

P_o — siłę rozciągającą, jednakową dla wszystkich przekrojów wieńca i działającą w ich ośrodkach ciężkości w *kg*

Z — siłę ciągnącą z jaką ramiona działają na wieniec koła w *kg*

P' — siłę zginającą, sprowadzoną do środka koła w *kg*. Siła ta obraca przekrój wieńca około osi środków ciężkości tych przekrojów

i jest prostopadła do promienia krzywizny tej osi.

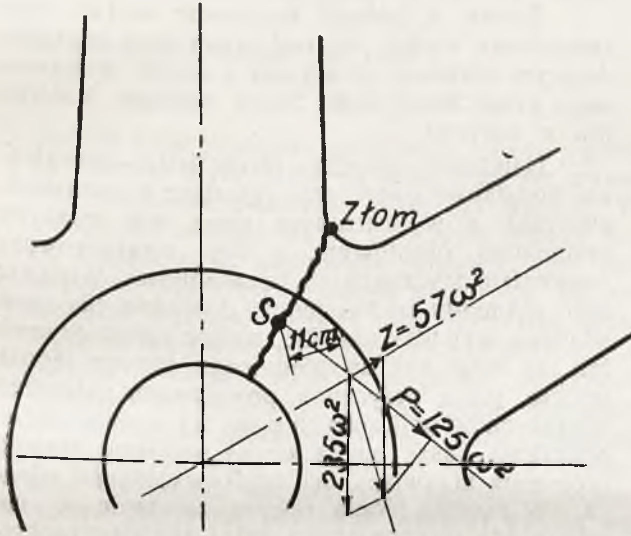
σ — naprężenie obwodowe w wieńcu koła pomyślanym jako wirujący swobodnie (bez ramion)

$$\sigma = \frac{\gamma}{g} \cdot R^2 \cdot \omega^2 = \frac{0{,}00725 \cdot 137{,}8^2}{981} \cdot \omega^2 = 0{,}14 \cdot \omega^2$$

T_o — podłużną siłę obwodową w wieńcu koła pomyślanym jako swobodny:

$$T_o = \sigma \cdot F = 0{,}14 \cdot 1400 \cdot \omega^2 = 196\,\omega^2$$

Przedewszystkiem obliczamy ciągnienie, jakie pod wpływem siły odśrodkowej ramion działać będzie w przekroju ramion przy piaście. Dla ramion ograniczonych linjami prostemi *Tolle* podaje w tym celu równanie następujące:



Rys 1.

$$max\ \sigma_{ic} = \frac{\omega^2 \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{l}{6} \cdot \left[r + 4 \cdot \frac{fm}{fi} \cdot \left(r + \frac{l}{2}\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{fa}{fi} \cdot (r + l)\right] = \frac{0{,}00725 \cdot \omega^2}{981} \cdot \frac{75}{6} \cdot \left[36 + \right.$$

$$\left. + \frac{4.413{,}5}{454} \cdot \left(36 + \frac{75}{2}\right) + \frac{373}{454} \cdot (36 + 75)\right]$$

czyli: $\sigma_{ic} = 0{,}0365\ \omega^2$

Pod wpływem tej siły powstaje wydłużenie $\triangle l_c$ ramienia, które można wyznaczyć dokładnie jedynie metodą wykreślną. Brak czasu nie pozwolił nam na wykonanie odnośnej konstrukcji. Wobec tego zastosowano przybliżony wzór, podany przez *Tolle'go*, według którego wydłużenie ramienia $\triangle l_c$ waha się pomiędzy;

$$0{,}6 \text{ do } 0{,}7\ \frac{\sigma_{ic} \cdot l}{E}$$

W kierunku wieńca koła ramiona zwężają się bardzo nieznacznie. Wobec tego spółczynnik wymienionego wydłużenia leżeć będzie w granicach 0,6 do 0,65. Wydłużenie ramion przyjęte zbyt nisko zwiększa bowiem bezpieczeństwo w obliczeniach naprężeń, gdyż naprężenia zginające w wieńcu koła są tem większe, im mniejsze są wydłużenia ramion pod wpływem sił odśrodkowych własnych. Wobec tego przyjęto:

$$E \cdot \triangle l_c = 0{,}6 \cdot \sigma_{ic} \cdot l = 0{,}6 \cdot 75 \cdot 0{,}0365 \cdot \omega^2 = 1{,}65 \cdot \omega^2$$

Następnie obliczyć można siły P_o i Z (por. *Tolle*, str. 294/297)

$$P_o \cdot \left(1 + \frac{F'}{F}\right) \cdot \alpha + \frac{Z}{2} = T_o \cdot \alpha$$

i

$$P_o \cdot \left(A - \frac{F'}{F}\right) + Z\left(\frac{F'}{fm} \cdot \frac{l}{R} + B\right) = T_o \cdot A - \frac{\Delta l_c \cdot E \cdot F'}{R}$$

A i B wybieramy z tabeli podanej na str. 298 cytowanego podręcznika w zależności od ilości ramion.

Dla

$$\alpha = \frac{\pi}{6} = 0{,}5236:$$

$sin\ \alpha = 0{,}5$; $cos\ \alpha = 0{,}866$ *i* $ctg\ \alpha = 1{,}732$ wobec czego:

$$A = 0{,}0889 \text{ i } B = 0{,}08645$$

Po wprowadzeniu tych wielkości do równań dla P_o i Z otrzymamy:

$$\left(1 + \frac{9{,}6}{1400}\right) \cdot 0{,}5236 \cdot P_o + 0{,}5 \cdot Z = 0{,}5236 \cdot 196\omega^2$$

albo:

$$0{,}525 \cdot P_o + 0{,}5 \cdot Z = 102{,}5 \cdot \omega^2$$

i

$$P_o \cdot \left(0{,}0889 - \frac{9{,}6}{1400}\right) + Z \cdot \left(\frac{9{,}6}{413{,}5} \cdot \frac{75}{137{,}8} + 0{,}8645\right) = 0{,}0889 \cdot 196 \cdot \omega^2 - \frac{1{,}65 \cdot \omega^2 \cdot 9{,}6}{137{,}8}$$

albo

$$0{,}082 \cdot P_o + 0{,}099 \cdot Z = 17{,}285 \cdot \omega^2$$

Stąd wynika:

$$P_o = 141 \cdot \omega^2\ kg.$$

i

$$Z = 57 \cdot \omega^2\ kg.$$

Każde ramię będzie rozciągane siłą Z, a odpowiadające jej naprężenie wyniesie: dla przekroju ramienia przy wieńcu:

$$\sigma_{az} = \frac{Z}{f_a} = \frac{57 \cdot \omega^2}{373} = 0{,}153 \cdot \omega^2$$

dla przekroju ramienia przy piaście:

$$\sigma_{iz} = \frac{Z}{f_i} = \frac{57 . \omega^2}{454} = 0{,}126\,\omega^2$$

Ogólne przeto naprężenie ciągnące wewnętrznego przekroju ramienia będzie:

$$\sigma_i = (\sigma_{iz} + \sigma_{ic}) = (0{,}126 + 0{,}0365) . \omega^2 = = 0{,}163\,\omega^2$$

Dla określenia naprężeń działających w wieńcu koła potrzebne nadto są obliczenia następujące:

$$T_o - P_o = (196 - 141) . \omega^2 = 55 . \omega_3$$

oraz

$$0{,}5 . Z . ctg\,\alpha = 0{,}5 . 1{,}732 . \omega^2 = 49 . \omega^2$$

Na ich podstawie znajdujemy dla dowolnego przekroju φ:

$$P' = (T_o - P_o) - 0{,}5 . Z . ctg\alpha . \cos\varphi - 0{,}5 . . Z . \sin\varphi$$

a dla $\varphi = 0$

$$P'_{max} = 6 . \omega^2\ kg$$

Przez φ oznaczamy kąt środkowy pomiędzy osią ramienia a promieniem przechodzącym przez rozpatrywany przekrój.

W dowolnym przekroju wieńca istnieć będzie równomiernie rozłożone ciągnienie:

$$\sigma_o = \frac{P_o}{F} = \frac{141}{1400} . \omega^2 = 0{,}1 . \omega^2$$

oraz naprężenie zginające:

$$\sigma = \frac{P'}{F'} . \frac{\eta}{R + \eta}$$

Dla wewnętrznej strony przekroju wieńca jest $\eta = -21{,}3\ cm$ wobec czego:

$$\sigma_{wewn} = \frac{6.\omega^2}{9{,}6} . \frac{21{,}3}{137{,}8 - 21{,}3} = 0{,}\ 115 . \omega^2$$

Razem z występującem jednocześnie ciągnieniem

$$\sigma_0 = 0{,}1 . \omega^2$$

powstaje w ten sposób po wewnętrznej stronie przekroju wieńca tuż obok ramion, największe ciągnienie które wynosi:

$$(0{,}115 + 0{,}1) . \omega^2 = 0{,}215 . \omega^2$$

Wieniec koła pomyślany jako część zupełnie swobodna byłby obciążony tylko naprężeniem o wielkości:

$$0{,}14 . \omega^2$$

Dla przekroju wieńca, leżącego pośrodku pomiędzy dwoma ramionami

$$\varphi = \alpha$$

wobec czego:

$$P'_{\varphi=\alpha} = (T_0 - P_0) - 0{,}5 . Z . ctg\,\alpha . \cos\alpha - - 0{,}5 . Z . \sin\alpha = (T_0 - P_0) - \frac{Z}{2 . \sin\alpha} = = -2 . \omega^2$$

W tym zatem przekroju panują znacznie słabsze naprężenia zginające.

Największe ciągnienie, jakie powstaje w wieńcu koła, leży w bezpośredniem sąsiedztwie ramion koła i wynosi:

$$\sigma_{max} = 0{,}\ 215 . \omega^2$$

Przy wytrzymałości żeliwa na zerwanie o wielkości 1800 kg/cm^2, pęknięcia wieńca należałoby się spodziewać dopiero przy:

$$\omega_{max} = \sqrt{\frac{1800}{0{,}215}}$$

czyli przy 880 obrotach koła na minutę.

Żeliwo z jakiego wykonane zostało koło zamachowe wydaje się być materjałem odpowiadającym normom, co wynika z atestu wystawionego przez Szwajcarską Stację Badania Materjałów w Zurychu.

Należałoby jeszcze—biorąc ściśle—uwzględnić dodatkowe naprężenia zginające w ramionach, związane z wytwarzanym przez wał maszyny momentem obrotowym, a więc uwarunkowane momentem stycznych sił bezwładności. Wielkość tego momentu trudno jednak dokładnie dla omawianego wypadku określić, wobec czego czynnik ten nie mógł być uwzględniony. Istnieje jednak jeszcze jedna przyczyna powstawania naprężeń większych od obliczonych powyżej, a mianowicie: obliczenie nasze opiera się na przyjęciu stałego promienia krzywizny osi środków ciężkości wieńca. W pobliżu jednak ramion założenie to nie odpowiada rzeczywistości, gdyż skutkiem zaokrąglenia kąta między wieńcem a ramieniem, środek ciężkości wieńca zbliża się do środka geometrycznego koła. Po określeniu dokładnych położeń środków ciężkości tych przekrojów wieńca można wykreślić dokładniej oś środków ciężkości wieńca i przekonać się, że promień krzywizny w tych miejscach zamiast

$$R = 137{,}8\ cm$$

wynosi tylko:

$$R = 70\ cm$$

i nawet jeszcze mniej. Wobec tego wyraz:

$$\frac{\eta}{R + \eta}$$

zwiększa swą wartość i w związku z tem wzrastają naprężenia zginające.

Dla $R = 70\ cm$ będzie:

$$\sigma = \frac{6\ \omega^2}{9{,}6} . \frac{21{,}3}{70 - 21{,}3} = 0{,}27 . \omega^2$$

a

$$\sigma_{max} = 0{,}\ 37 . \omega^2 = 1800$$

wobec czego krytyczna ilość obrotów na minutę wynosiłaby zaledwie 670.

Przebieg płaszczyn złomu w kierunku równoległym do ramion a nie w kierunku promieniowym dowodzi słuszności powyższych wywodów. Tego rodzaju podwyżki naprężeń powstają z reguły w miejscach nagłych zmian kierunkowych osi środków ciężkości (por. np. *Bach*. Elastizität und Festigkeit, str. 569).

Koło zamachowe, które przy powyższem obliczeniu uważaliśmy za koło lite byłoby więc obliczone i zaprojektowane z sutym zapasem wytrzymałości. Pozostaje jeszcze do zbadania czy wytrzymałość koła nie ucierpiała wobec wykonania go z dwóch osobnych części. Ponieważ naprężenia zginające pomiędzy ramionami przy

$$\varphi = \alpha$$

są znacznie mniejsze niż przy

$$\varphi = 0$$

podział koła pomiędzy ramionami należy uważać za celowy. Wydrążenia na łubki klinowe wywołują miejscowe osłabienia przekroju wieńca. To osłabienie rozciąga się aż w pobliże ramion, t. j. do miejsca gdzie naprężenie zginające jest największe. Umieszczenie łubek klinowych na osi środków ciężkości wieńca jest korzystne, gdyż wyłącza możliwość dodatkowych naprężeń zginających. Panujące w tych miejscach naprężenia zginające niewiele zmienić się mogą, albowiem w osłabionym przekroju wieńca brak materjału zachodzi jedynie w pobliżu osi środków ciężkości. Natomiast wzrasta tutaj rozłożone równomierne ciągnienie ponieważ przekrój wieńca wynosi zaledwie 1133 cm^2 zamiast normalnych 1400 cm^2.

Wobe tego

$$\sigma_0 = \frac{196 \cdot w^2}{1133} = 0{,}173 \cdot w^2$$

Dla $R = 137{,}8\ cm$, $\sigma_{max} = (0{,}173 + 0{,}115) w^2 = 0{,}288 \cdot w^2$

a dla $R = 70\ cm$, $\sigma_{max} = (0{,}173 + 0{,}27) \cdot w^2 = 0{,}443 \cdot w^2$

a więc pęknięcia wieńca koła obawiać się należy przy:

$$w = \sqrt{\frac{1800}{0{,}443}}$$

czyli przy 600 obrotach na minutę. Tutaj należało się spodziewać pierwszego pęknięcia kotła.

Obciążenie połaczeń śrubowych i klinowych.

Obliczenie połączeń klinowych wieńca kotła i połączeń śrubowych jego piasty wykonywa się zazwyczaj na całkowitą wielkość siły odśrodkowej połówki koła. Uważam to za uzasadnione, gdyż przy odkształceniach sprężystych koła, śruby łączące jego piastę muszą na pewno przenieść całkowitą siłę ośrodkową.

Siła odśrodkowa, każdej połówki koła zamachowego wynosi ok: 470 . w^2 *kg*. Część wieńca w której oprawione są łączące wieniec kliny, posiada w najsłabszem miejscu przekrój:

$$\frac{\pi}{4} \cdot 19^2 - 6{,}8 \cdot 9 = 150\ cm^2$$

Wobec tego równomiernie rozłożone ciągnienie wynosić będzie:

$$\frac{470 \cdot \omega^2}{2 \cdot 150} = 1{,}57 \cdot \omega^2 \text{ w } kg$$

Przy $n = 600$ wypadnie przeto tutaj ciągnienie o wielkości przeszło 6000 kg/cm^2. Już przeto przed pęknięciem wieńca kotła nastąpi w tej części wieńca odkształcenie trwałe, wobec czego całkowita wielkość siły odśrodkowej przenosić się będzie na piastę i na jej połączenie śrubowe.

Najsłabszy przekrój piasty leży w miejscu, w którem umieszczone są kliny styczne. Piastę obliczamy jako belkę o silnej krzywiźnie, obciążoną na zginanie. W wypadku o którym mowa zastosować można ogólny wzór (por. Hütte, † I, 25 wydanie, str. 654).

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M}{F.R} + \frac{M}{F'.R} \cdot \frac{\eta}{R+\eta}$$

P — siła normalna działająca w środku ciężkości ze znakiem dodatnim przy rozciąganiu, ujemnym przy zgniataniu,

M — moment zginający w *kg/cm* ze znakiem dodatnim o ile działa w kierunku zwiększenia krzywizny belki i ujemnym o ile działa w kierunku odwrotnym,

F — przekrój piasty w najsłabszem miejscu— 860 cm^2,

R — promień krzywizny osi środków ciężkości piasty — 28 *cm*,

$F' - \lambda \cdot F = -\int \frac{\eta}{R+\eta} \cdot df$ pewne pole pomocnicze, którego wielkość wyznaczono wykreślnie na 26 cm^2.

Pewna trudność i niepewność tego obliczenia polega na konieczności dokładnego określenia promienia krzywizny R. Ponieważ jednak w naszym wypadku wiadome jest miejsce i kierunek powierzchni złomu, środek ciężkości przekroju może być tutaj określony zupełnie dokładnie dla tego właśnie określonego miejsca. Co do formy osi środków ciężkości a więc i co do wielkości promienia krzywizny w najbliższem sąsiedztwie miejsca złomu zdania mogą być rozbieżne. Nie jest nawet wykluczone istnienie punktu przegięcia krzywej, co odpowiada $R = \infty$, albo zmiana kierunku jej krzywizny.

Niezależnie jednak od wszelkich wątpliwości związanych z określeniem wielkości i kierunku promienia krzywizny w miejscu złomu, naprężenia istniejące w tem miejscu nie mogą być jak wiadomo mniejsze od naprężeń obliczonych według wzoru:

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M}{F \cdot R} + \frac{M}{F \cdot R \cdot \lambda} \cdot \frac{\eta}{R+\eta}$$

przy $R = \infty$ t. j. w założeniu, że oś środków krzywizny stanowi linję prostą.

Przy powyższem założeniu drugi z kolei człon naszego równania posiada wartość zerową, trzeci zaś wobec tego że

$$F \cdot R^2 \cdot \lambda = J$$

przyjmuje postać:

$$\frac{M}{J} \cdot \eta$$

wobec czego:

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M}{J} \cdot \eta$$

Jestto równanie dla pręta prostego. Jeżeli naprężenia obliczymy na podstawie tego wzoru, to otrzymamy najmniejsze wartości tychże z jakiemi w najkorzystniejszych warunkach liczyć się należy. Przy uwzględnieniu bowiem zakrzywienia osi w jakąkolwiek stronę muszą naprężenia wypaść znacznie większe.

Jeżeli na podstawie rys. 2 przyjmiemy:

$P = 125$ kg
$F = 860$ cm^2
$M = 2120 \cdot \omega^2$ kg/cm
$J =$ około 33000 cm^4
$\eta = 17,3$ cm

to otrzymamy:

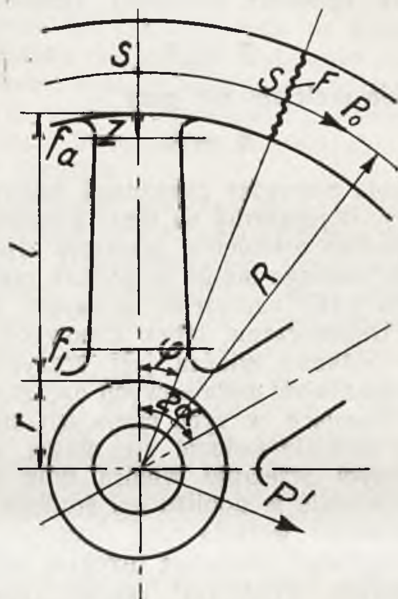
$$\sigma = \frac{125}{860} \cdot \omega^2 + \frac{2120}{33000} \cdot \omega^2 \cdot 17,3 = 1,25 \cdot \omega^2$$

Piasta pęknie przeto już przy

$$\omega = \sqrt{\frac{1800}{1,25}}$$

co odpowiada 360 obrotom na minutę. Pęknięcie piasty zajdzie zatem przed rozerwaniem wieńca koła zamachowego Śruby łączące piastę posiadają ok. 90 *mm* średnicy w rdzeniu i są dostatecznie wytrzymałe.

Przy obliczeniu założono, że połączenie śrubowe piasty przyjmuje całkowitą siłę odśrodkową jaka w jednej połówce koła zamachowego powstaje. W rzeczywistości na połączenie to działa tylko pewna część tej siły. Obliczenie istotnej wielkości sił działających możnaby przeprowadzić wychodząc z ogólnych odkształceń koła. Tego atoli zaniechano ponieważ dokładność wyników uciążliwego rachunku zależy od obioru



Rys 2.

spółczynnika sprężystości, który różni się znacznie w zależności od znaku naprężeń (ciągnienia, czy ciśnienia). Na dokładność wyników takiego obliczenia wpływają również zgoła nieznane wstępne naprężenia śrub. Należałoby pozatem wprowadzić do obliczenia większą wytrzymałość żeliwa na zginanie. Z powyższych powodów krytyczna liczba obrotów może w rzeczywistości być nieco większą od obliczonej.

Wnioski

Koło zamachowe było zatem obliczone prawidłowo i zbudowane z dostatecznym zapasem. Najsłabsze miejsca konstrukcji znajdują się w piaście na wykrojach dla klinów oraz na wewnętrznej stronie wieńca koła przy ramionach i w miejscu osłabienia przekroju wieńca wydrążeniem na łubki dla klinów.

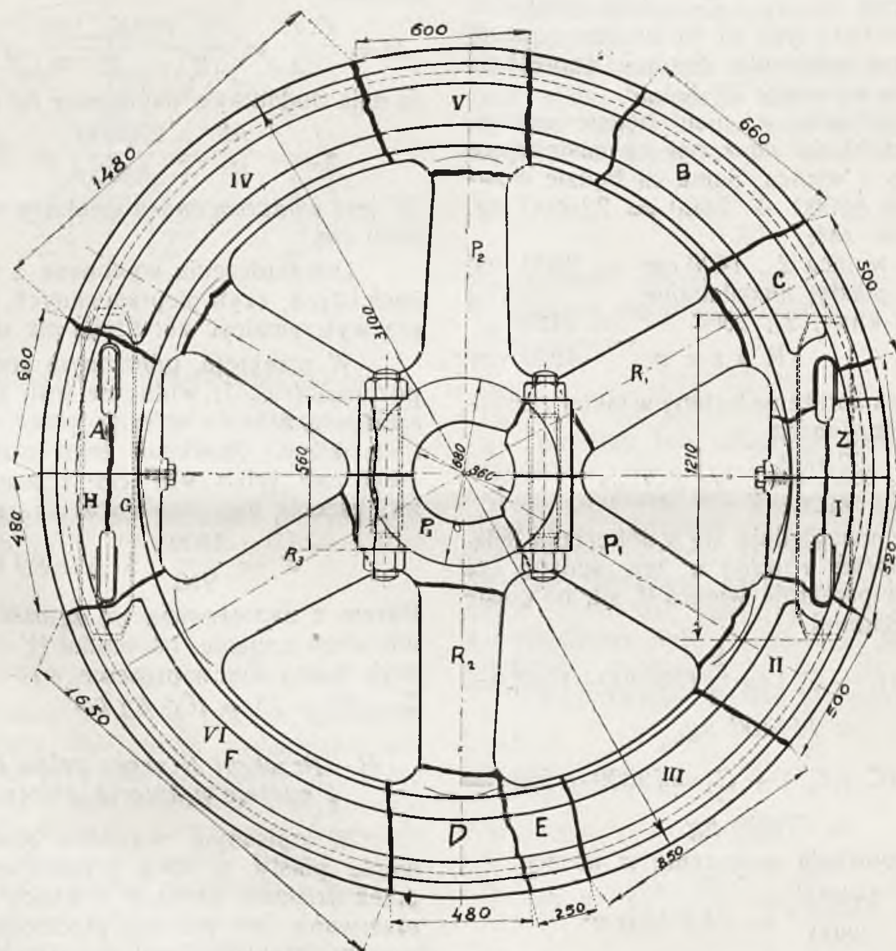
Prof. Edwin HAUSWALD.

NAPRĘŻENIA W KOŁACH ZAMACHOWYCH.

W numerze I „*Techniki Cieplnej*" z b. r. ogłoszono cenny referat inż. *Biedrzyckiego*, przedstawiający stan faktyczny po wypadku z wielkiem kołem zamachowem oraz streszczenie omówienia wypadku w *Łódzkiem Stowarzyszeniu Techników*. Wyjaśnienie rzeczywistego przebiegu katastrofy jest wogóle bardzo trudne, z powodu istnienia różnych możliwości rozwiązania niedo- stalacyj w nienagannym stanie i wytrwałego *szerzenia praktycznej znajomości obsługi maszyn* w gronie techników i maszynowych.

Na zebraniu poruszono zajmującą kwestję, czy pęknięcie rozpędzonego koła rozpoczęło się *w wieńcu* czy też *w piaście*, która była, jak zwykle, osłabiona przez rowki na kliny.

Do rozstrzygnięcia powstałych przytem



Rys. 1.

kładnie określonych zjawisk. Jedno jest tylko pewnem, że właściwie nie samo koło zamachowe, lecz tylko nieostrożność obsługi i błędne zmontowanie pewnej części regulatora stały się powodem rozpędzenia maszyny, prawdopodobnie ponad 500 obrotów na minutę, co wreszcie wywołać musiało rozpad koła. Stwierdzenie takie jest ważnem dla przyszłej praktyki, gdyż zgodnie z całą działalnością *Stow. Dozoru kotłów* zwraca dobitnie uwagę ogółu na konieczność nieustannej *troski o bezpieczeństwo* naszych konstrukcyj, na potrzebę utrzymania aparatów i całych in-

wątpliwości koniecznem jest *przeliczenie sił, momentów i naprężeń*, występujących w odnośnych częściach koła, tak przy prędkości normalnej jak krytycznej. Korzystając więc z dat podanych w wymienionym artykule oraz z informacyj otrzymanych od konstruktorów danej maszyny, opracowałem [*krótką analizę sił i naprężeń* dla dwu podejrzanych przekrojów *przyśrednicowych*, mianowicie przekroju *A*, zawierającego w sobie połączenia wieńca i przekroju *B*, w którym nastąpiło widoczne pęknięcie piasty (rys. I).

A. Obliczenie reakcji odśrodkowej w miejscu złączenia.

(Przekrój pod kątem 20° do poziomu, rys. 1.) Na połączenie obu połówek koła działają:

1. Siła odśrodkowa $1/_2$ wieńca $C = m \frac{2}{\pi} R \omega^2$ w danem kole $C = 200000$ *gk.*
2. Suma składowych sił odśrodkowych trzech ramion, w kierunku równoległym do C $C_r = \sim 16000$
3. Siła odśrodkowa połowy piasty $C_p = 5600$
4. Napięcie ramion siłami wewnętrznemi $Z =$ około 29000 *kg.*

Co do rozkładu tych sił na wieniec i piastę możliwe są różne założenia. Średnie naprężenie wolnego wieńca wynosiły 70 *kg/cm²*.

a) Najprostszem z nich będzie założenie *równego rozkładu naprężeń* na następujące przekroje piasty i wieńca. Suma sił będzie wówczas 200000 + 16000 + 5600 = *221600 kg,* suma przekrojów zaś:

przekroje wieńca 2 . 1400 *cm²* = 2800 *cm²*
przekroje piasty, nieosłabione przez rowki na kliny, 2 . 1060 = 2120 „
Razem 4920 *cm²*

Przeciętne naprężenie byłoby w takim razie — z pominięciem *zginania* —

$$\sigma = \frac{221600}{4920} = 45 \; kg/cm^2$$

b) zwykle uwzględnia się w obliczeniu ściągający koło *wpływ ramion* w ten sposób, że liczymy na oba przekroje wieńca $2/_3$ sił, na piastę zaś $1/_3$ sił, dokładniej

$$\text{na wieniec: } \frac{2}{3}(C + C_r) = \frac{2}{3}(200000 + 16000) = 144000 \; kg,$$

$$\text{na piastę: } \frac{1}{3}(C + C_r) + C_p = 72000 + 5600 = 77600 \; kg.$$

Temu odpowiada naprężenie w wieńcu

$$\sigma = \frac{144000}{2800} = 51{,}5 \; kg/cm^2$$

$$\text{w piaście } \sigma_p = \frac{77600}{2120} = 36{,}7 \;\; \text{„ „}$$

c) aby sprawdzić, czy założenie (*b*) jest uzasadnione, rozważymy działanie sił Z w ramionach, biorąc sumę ich składowych w kierunku równoległym do C. Na wieniec działają tedy siły: $C - 2Z = 200000 - 58000 = 142000$ *kg.*

Wielkość sił wewnętrznych w ramionach podałem wedle *Tollego* i obliczenia fabryki $Z = 29000$ *kg.* Wartość ta wydaje mi się zbyt wielką, ale ją zatrzymuję. Według *Timoszenki* siła Z wynosi tylko *19200 kg.*

Na piastę działają składowe trzech sił Z, w sumie swej równe $2Z$, własna siła odśrodkowa C_r trzech ramion i $1/_2$ piasty C_p. Razem więc:

$$S_p = 2Z + C_r + C_p = 58000 + 16000 + 5600 = 79600 \; kg.$$

a naprężenie w piaście

$$\sigma_p = \frac{79600}{2120} = 37{,}5 \; kg/cm^2$$

Widzimy więc, że nasze założenie (*b*) zgadza się wcale dobrze z dokładniejszym planem sił. Sprawę obliczenia napięcia ramion siłami Z przedstawię bliżej w innej pracy (*Przegląd Techniczny, 1928*) razem z wyznaczeniem *momentów* zginających wieniec. Na razie podaję wprost moment:

$$M = \frac{Z.R}{12} = \frac{1}{12}\,\frac{29000 \,.\, 138}{12} = 235000 \; cmkg,$$

co daje dodatkowe naprężenie od zginania wieńca

$$\sigma_g = \frac{M}{W} = \frac{235000}{8400} = 28 \; kg/cm$$

W jest *modułem oporu* przekroju wieńca, równym 8400 *cm.*[3]

Doświadczenia wykonane z kołami o *wieńcach litych*, czyli nieprzerwanych, wykazały większą wytrzymałość kół litych niż składanych.

W przekroju, położonym pod kątem 20° do poziomu (*rys. 1*) widoczne jest znaczne *nadwerężenie przekroju wieńca* przez otwory na ściąg i na kliny. Skutkiem tego mamy tu zamiast 1400 *cm²* tylko *910 cm²* żelaza, co powoduje zwiększenie naprężenia rozciągającego na

$$\sigma' = \frac{1400}{910} \,.\, 51{,}5 = 80 \; kg/cm^2$$

Razem z naprężeniem od zginania, które prawie nie ulega zmianie, bo moduł W mało się zmniejszył, mamy więc naprężenie wypadkowe w wieńcu $S = 80 + 28 = 108$ *kg/cm²*.

B. Przekrój II przez pełną część wieńca i miejsce pęknięcia piasty (rys. 2).

W opisanym wypadku stwierdzono rozerwanie piasty w dwu przekrojach, osłabionych przez działanie karbu w rowkach klinowych oraz przerwanie dwu pełnych przekrojów wieńca w tym samym przekroju (por. *rys. 1*). Nie przesądzając wobec braku pewnych dowodów, czy pierwsze pęknięcie nastąpić mogło w przekroju przy średnicowym A czy B, przeprowadzę teraz *analizę działań* w II-im przekroju koła.

W tem położeniu (rys. 2) mamy tylko dwa ramiona, dające składowe równoległe do siły C i to w sumie równej:

$C_2 = 2\, C_r \cos\alpha = 2 \,.\, 8000 \,.\, 0{,}866 = 13860$ *kg*

Siły ściągające w ramionach dają dwie składowe

$2\,Z' = 2\,Z \cos\alpha = 58000 \,.\, 0{,}866 = 50000$ *kg*

Na *wieniec lity* działają teraz siły:

$S = C - 2\,Z \cos\alpha = 200000 - 50000 = 150000$ *kg*

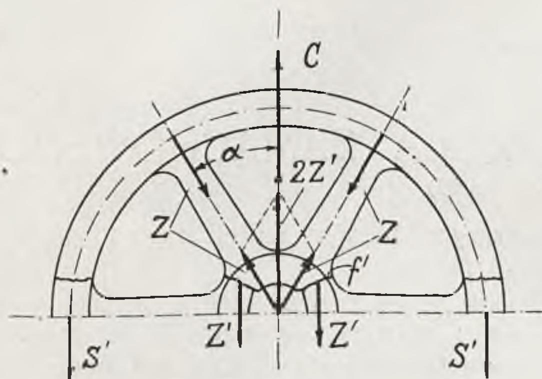
skąd otrzymamy $\sigma' = \frac{150000}{2 \,.\, 1400} = 53{,}5 \; kg/cm^2$;

razem zaś z naprężeniem od zginania

$s' = 53,5 + 28 = 81,5$ *kg/cm²*, czyli naprężenie *o 26% mniejsze* niż *w przekroju A*.

Na *piastę* działały w miejscach przerwania własne reakcje odśrodkowe ramion (C_2), siły składowe, równe $2\ Z \cos \alpha$ i co najwyżej 60% siły C_p, zatem:

$$S_p = C_2 + 2 . Z . \cos \alpha + 0,6 . C_p = 13860 + 50000 + 3360 = 67200 . kg.$$



Rys. 2.

Siła ta rozłożyła się na dwa przekroje piasty, *osłabione* z pierwotnych 2×1060 cm^2 przez *radjalny wymiar* rowka klinowego na 2×930 cm^2 Z tego pola przekroju trzeba nadto wziąć tylko *rzut prostopadły* do kierunku powyższych sił rozrywających, czyli $f' . \cos \alpha = 0,866 . 930 = 800$ cm^2

Skutkiem tego naprężenie

$$\sigma_{p'} = \frac{67200}{2 \times 800} = 42\ cm^2$$

Rowki na kliny stanowią zawsze szkodliwe *karby*, wywołujące *miejscowe zwiększenie naprężeń*, zwłaszcza przy ostrych przejściach, które tu mają zaledwie 1 *mm* promienia. Wykonanie takie jest powszechnie używane i nie powoduje zwykle pęknięć, ale na *przyszłość trzeba będzie w takich miejscach dawać wyokrąglenia o promieniach 5 do 8 lub więcej mm.*

Przy promieniu l-milimetrowym trudno jest określić owo naprężenie miejscowe w karbie, łagodzone zresztą współdziałaniem głębiej leżących warstw. Ocenić je można z grubsza na $2,5\ \sigma'$ do $3\ \sigma'$, to znaczy $\sigma'' = 105$ do 126 km/cm^2

Przy normalnej prędkości, albo nawet powiększonej o 30%, ani naprężenie w piaście, ani w wieńcu nie byłoby spowodowało rozerwania koła. W szczególności co do piasty zwracam uwagę na *rozmieszczenie pęknięć* (por. rys. 1), które mogły wprawdzie wyprzedzić pęknięcie wieńca, ale mimo to nie *zdołałyby wprost wywołać zniszczenia koła, dopóki wieniec był jeszcze nienaruszony.* Wykonywa się przecież często koła z piastą 6 razy przeciętą, mogące nawet przy lekkiem tylko ściągnięciu obręczami trwale pracować, o ile siły styczne nie zmieniają się zbyt gwałtownie.

Ze względu na działanie odśrodkowe koło mogło dalej istnieć, gdyby nawet piasta była pęknięta, z tą tylko różnicą, że siły odśrodkowe połowy piasty i ramion przeniosłyby się na wieniec, co wynosiłoby *w normalnych warunkach* ($n = 214$) zaledwie $5600 + 16000 = 21600$ *kg.*, czyli 10,8% więcej niż poprzednio. Równocześnie zaś znikłyby w pewnym stopniu siły ściągające ramiona (Z) usuwając częściowo zginanie wieńca. Z tego wynika, że o rozpadnięciu się koła decyduje ostatecznie *rozerwanie wieńca* które tu nastąpić mogło przy *prędkości krytycznej* ω' zbliżonej do 3ω.

Jeżeli bowiem wytrzymałość graniczna danego żelaza wynosiła około 1000 *kg/cm²*, a naprężenia wypadkowe wieńca przy normalnej prędkości kątowej

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 22,4$$

przyjmiemy równe s, to granicę wytrzymałości R osiągnie się przy stosunku

$$\left(\frac{\omega'}{\omega}\right)^2 = \frac{R}{s}$$

Wniosek ten uzupełnić trzeba obliczeniem naprężenia wypadkowego *w osłabionych przekrojach wieńca*, tam gdzie są otwory na ściągi stalowe — nawiasem mówiąc *trochę za grube* — i na kliny poprzeczne. Przekrój taki ma tylko 910 *cm²*, skutkiem czego naprężenie na rozciąganie $\sigma'' = 80$, jakto już przedtem podano a wypadkowe było równe $s = 108$ *kg/cm²* przy prędkości normalnej $\omega = 22,4$ i $n = 214$.

Wyprowadźmy teraz stosunki:

$$\left(\frac{\omega'}{\omega}\right)^2 = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 = \frac{R}{s} = \frac{1000}{108} = 9,3$$

i krytyczną ilość obrotów

$$n' = n. \sqrt{\frac{R}{s}} = 3,05\ n = 650 \text{ obr.}$$

a prędkość środka ciężkości wieńca $v^1 = 93\ m/s$. Wynik ten, nie dający się tym razem sprawdzić, porównałem z próbami, dokonanemi w Ameryce na *modelach kół zamachowych* (*Beniamin*) o dwudzielnych wieńcach, łączonych podobnie jak w danym przypadku. Otóż koła takie, wykonane z żelaza o wytrzymałości $R = 1250$ *kg/cm₂* rozpadały się przy $v' = 88,5$ *m/s*, co byłoby zgodne z wynikiem naszego obliczenia.

Opisany w „*Techniki Cieplnej*" wypadek nie wykazał właściwie większych braków w samem kole, ale zwrócił uwagę na przeoczaną zbyt często doniosłość *sztuki należytego rozumienia* nowych maszyn, mechanizmów i aparatów oraz *umiejętnej ich obsługi.*

Na zakończenie zwracam się *z zapytaniem* do specjalistów w mechanicznem badaniu materjałów, czy próby dokonane już po *przetężeniu dobrego* pierwotnie żelaza lanego, zwłaszcza pod działaniem sił odśrodkowych, mogą dać w przybliżeniu taką samą wytrzymałość jak przed katastrofą, czy też podają tylko *wytrzymałość resztkową zepsutej* już struktury?

Działanie sił odśrodkowych tworzy wprawdzie mojem zdaniem może *najlepszy środek do badania wytrzymałości ciał*, gdyż odrywa *równomiernie wszystkie ziarna* (kryształy) od siebie; gdy jednak dane ciało przebyło taką skrajną próbę, że się już rozleciało, a żelazo lane nie ma *granicy plastyczności* na rozciąganie, względnie jego σ_{pl} jest wprost identyczne z granicą wytrzymałości R, to przypuszczam, że spójnia tego żelaza została przytem gruntownie naruszona, wobec czego pomiary dokonane po wypadkach wykazać mogą tylko *resztę wytrzymałości*, o wiele niższą od pierwotnej.

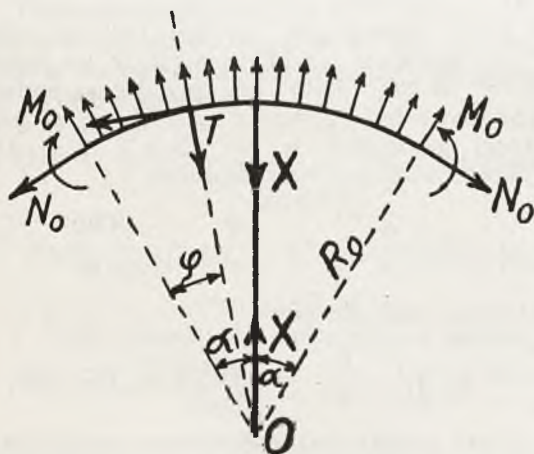
PROF. M. T. HUBER.

ROZWAŻANIA NAD EKSPLOZJĄ KOŁA ZAMACHOWEGO.

(por. *Technika Cieplna*, 1928 str. 85).

3.

Przystępując do dokładniejszej teorji stanu napięcia w kole zamachowem należy przedewszystkiem uwzględnić wpływ ramion. Podczas obrotu jednostajnego koła ramiona wstrzymują swobodne rozszerzanie się wieńca pod wpływem sił odśrodkowych. Wskutek tego powstają w ramionach siły rozciągające X (rys. 3), które z jednej strony zmniejszają siły „podłużne" N w przekrojach wieńca (czyli zmniejszają naprężenia obliczone dla wieńca swobodnie wirującego); z drugiej strony zaś powodują momenty zginające, które zależnie od znaku zwiększają naprężenia



Rys. 3.

we włóknach skrajnych. Wpływ odkształcenia piasty na wymienione siły i momenty w wieńcu i ramionach będzie zapewne bardzo mały, dzięki jej znacznej sztywności jako całość w porównaniu ze sztywnością tamtych części. W znanych mi opracowaniach tego zadania wpływ ten również pomijano z wyjątkiem obliczenia *H. Bauer*'a w „Dinglers Polit. Journal" z r. 1908, str. 353. Ale ten autor nie uwzględnia zato zakrzywienia wieńca przy obliczeniu energji odkształcenia, czyli przyjmuje linjowy rozkład naprężeń zginających w wieńcu, co prowadzi najprawdopodobniej do większych błędów aniżeli zaniedbanie odkształceń piasty.

Obok siły X występuje tutaj jako druga niewiadoma, moment zginający M_o w przekrojach wieńca połowiących kąty 2α między ramionami (rys. 3). Pomiędzy M_o i X zachodzi jednak związek określony warunkiem, że przekroje te przy odkształceniu osiowo-symetrycznem koła nie zmieniają swego nachylenia względem przekrojów leżących w osi ramion. Traktując wieniec jako pręt silnie zakrzywiony o pierwotnym promieniu krzywizny R_o, polu przekroju F i momencie bezwładności J tego przekroju względem jego środkowej osi obrotu, mamy dla zmiany $\Delta d\varphi$ kąta $d\varphi$ między dwoma przekrojami sąsiedniemi znany wzór II-go przybliżenia (Por. np. Podręcznik Inżynierski pod red. prof. *Bryły*, Lwów i Warszawa 1927, str. 1151):

$$4)\quad \Delta\, d\varphi = \left[\frac{M}{E\,.\,J}\cdot\left(1+\frac{i^2}{R_o^{\,2}}\right)+\frac{N}{R_o\,.\,E\,.\,F}\right]\cdot R_o\,.\,d\varphi$$

Tutaj oznacza M i N moment zginający i siłę podłużną w dowolnym przekroju określonym kątem φ, zaś i ramię bezwładności przekroju wyznaczone z równania

$$J = F\,.\,i^2$$

Równanie warunkowe dające szukaną zależność M_o od X ma tedy postać:

$$5)\qquad \int_o^{\alpha} \Delta d\varphi = o$$

Zanim je zastosujemy wypada zwrócić uwagę na to, że dokładną wartością siły odśrodkowej przypadającej na element wieńca o długości

$$ds = R_o\,.\,d\varphi \text{ jest}$$

$$\frac{\gamma}{g}\cdot F\,.\,(R_o^{\,2}+i^2)\,.\,\omega^2\,.\,d\varphi,$$

zamiast przyjmowanej powszechnie w obliczeniach:

$$\frac{\gamma}{g} \cdot F \,.\, R_o{}^2 \,.\, \omega^2 \,.\, d\varphi,$$

(Wielkość $R^2_o + i^2$ jest bowiem kwadratem promienia środka masy wycinka elementarnego wieńca). Różnica jest wprawdzie nieznaczna ale rachunek dokładną wartością siły odśrodkowej nie przyczynia, jak się przekonałem, żadnych trudności, a nawet prowadzi do pewnego uproszczenia wzoru dla X.

Z warunków równowagi stosownie wyciętej części wieńca znajdujemy teraz z łatwością dla przekroju φ następujące wyrażenia na siłę podłużną N i moment zginający M:

6) $$N = \frac{\gamma}{g} \,.\, F \,.\, (R_o{}^2 + i^2) \,.\, \omega^2 - \frac{1}{2} \cdot X \,.\, \frac{\cos\varphi}{\sin\alpha}$$

7) $$M = M_o + \frac{1}{2} \cdot X \,.\, R_o \; \frac{1 - \cos\varphi}{\sin\alpha}$$

Po wstawieniu tych wyrażeń w (4) wzgl. (5) i rozwiązaniu względem M_o znajdujemy

8) $$M_o = -\frac{X \,.\, R_o}{2}\left(\frac{1}{\sin\alpha} - \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{R^2_o + 2i^2}{R^2_o + i^2}\right) - \frac{\gamma}{g} \,.\, F \,.\, R_0 \,.\, (i \,.\, \omega)^2$$

Odpowiadający wzór pierwszego przybliżenia (por. np. *Timoszenko-Huber*. Kurs Wytrz. Materj., str. 299) ma postać:

8a) $$M_o = -\frac{X . R_o}{2} \cdot \left(\frac{1}{\sin\alpha} - \frac{1}{\alpha}\right)$$

Nakoniec wyznaczymy wielkość X z warunku minimum energji odkształcenia układu. Energja ta składa się z energji odkształcenia sprężystego wieńca V_1 i energji ramion V_2. Dla V_1 mamy w II-giem przybliżeniu:

$$V_1 = \int_0^\alpha \frac{M^2}{E \,.\, J} \cdot \left(1 + \frac{i^2}{R_0{}^2}\right) . R_o \,.\, d\varphi + \int_0^\alpha \frac{N^2 \,.\, R_0}{E. \, F.} \cdot d\varphi. + 2. \int_0^\alpha \frac{M. \, N.}{E. \, F} \cdot d\varphi$$

zaś dla V_2 przy uproszczonem założeniu stałego przekroju ramion równego przekrojowi średniemu F_1:

$$V_2 = \frac{1}{2} \int_{r_z}^{R_w} \frac{S^2}{F. \, F_1} \cdot d\rho$$

przyczem siła podłużna w ramieniu:

$$S = X + \frac{F_1 \,.\, \gamma}{2 \,.\, g} \cdot \omega^2 \cdot (R_w{}^2 - \rho^2)$$

(ρ oznacza odległość przekroju ramienia od środka koła).

Z warunku

$$\frac{d\,V_1}{d\,X} + \frac{d\,V_2}{d\,X} = O$$

otrzymujemy zatem po licznych przekształceniach i wprowadzeniu oznaczeń skracających:

$$\psi = \frac{i^2}{R_0{}^2 + i^2}, \quad l = R_w - r_z \text{ długość ramienia,}$$

$$f\,(\alpha) = \frac{1}{2 \,.\, \sin^2 \alpha} \cdot \left(\frac{\alpha}{2} + \frac{\sin 2\alpha}{4}\right)$$

9) $$X = F \,.\, \frac{\gamma}{g} \cdot (R_0 \,.\, \omega)^2 \,.\, \psi \,. \frac{1 - \dfrac{l^2 \,.\, (2l + 3r_z)}{b \,.\, R_0{}^3\,(1 - \psi)}}{(1 + 3\,\psi) \,.\, f\,(\alpha) - \dfrac{(1 + \psi)^2}{2\,\alpha} + \dfrac{F}{F_1} \cdot \dfrac{l}{R_0} \,.\, \psi}$$

W interesującym nas przypadku sześciu ramion jest

$$\alpha = arc\; 30^0 = \frac{\pi}{6} = 0{,}\,5236, \quad f(\alpha) = 0{,}\,9565$$

Dla porównania znalezionego wzoru (9) z wzorem 1-go przybliżenia podanym przez *Timoszenkę* w przytoczonej książce (na str. 300, wzór 330) trzeba zastąpić $R_0{}^2 + i^2$ przez $R_0{}^2$; l przez R_0 i podstawić $r_z = 0$. Z takiego porównania po dwukrotnem sprawdzeniu powyższego rachunku przezemnie i przez asystenta Katedry Mechaniki Technicznej w Politechnice Lwowskiej p. R. Szewalskiego), pokazało się, że we wzorze (330) u *Timoszenki* brak po prawej stronie spółczynnika 2/3. Ten błąd wypada przeto poprawić w książce, a wówczas wzór (330) stanie się istotnie I-szem przybliżeniem naszego wzoru (9).

4.

Do obliczenia naprężeń normalnych w wieńcu jako pręcie silnie zakrzywionym posłuży znany wzór II-go przybliżenia (ob. np. Podręcznik Inżynierski, str. 1151)

$$\sigma = \frac{N}{F} + M \,.\, \left(\frac{1}{R_0 \,.\, F} + \frac{1}{J} \cdot \frac{R_0 \,.\, \eta}{R_0 + \eta}\right)$$

w którym η oznacza odległość włókna od osi środka ciężkości liczoną nazewnątrz dodatnio, jeżeli dodatnie M zwiększa krzywiznę pręta. Po prostem przekształceniu napiszemy ten wzór w postaci:

10) $$\sigma = \frac{1}{F}\left[N + M\left(\frac{1}{R_0} + \frac{1}{i^2} \cdot \frac{R_0 \,.\, \eta}{R_0 + \eta}\right)\right]$$

Wstawiwszy tutaj znalezione poprzednio wyrażenia dla M i N z uwzględnieniem powyższej umowy co do znaku algebraicznego, odmiennej od przyjętej na rys. 2, otrzymamy:

$$11)\quad \frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{1}{1-\psi} + \frac{\psi}{1-\psi} + \frac{\eta}{R_0+\eta} - $$
$$-\frac{1}{2}\cdot\Phi(\alpha,\psi)\cdot\left[\left(1+\frac{R_0^2}{i^2}\cdot\frac{\eta}{R_0+\eta}\right)\cdot\right.$$
$$\left.\cdot\left(\frac{1+\psi}{\alpha}-\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha}\right)+\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha}\right]$$

przy oznaczeniach skracających:

$$\sigma_0 = \frac{\gamma}{g}\cdot(R_0\cdot\omega)^2, \qquad \psi = \frac{i^2}{R_0^2+i^2}$$

$$\Phi(\alpha,\psi) = \psi\cdot\frac{1-\frac{l^2\,(2l+3r_z)}{6\,.\,R_0^3\,.\,(1-\psi)}}{(1+3\psi)\,.\,f(\alpha)-\frac{1}{2\alpha}(1+\psi)^2+\frac{F}{F_1}\cdot\frac{l}{R_0}\cdot\psi}$$

Z powodów wyłuszczonych w ustępie 2 uzyskamy większą dokładność obliczenia naprężeń w rozpatrywanym przypadku, zastępując pierwszy wyraz po stronie prawej równania (11), t. j.:

$$\frac{1}{1-\psi} \text{ przez } \frac{1+\lambda_w}{1-\psi} \text{ dla włókna}$$

skrajnego wewnętrznego, czyli dla $\eta = R_w - R_0$,

zaś przez $\frac{1-\lambda_z}{1-\psi}$ dla włókna skrajnego zewnętrznego, czyli dla $\eta = R_z - R_0$. Wartości liczb λ_w i λ_z dają się wyznaczyć dokładnie w przypadku przekroju prostokątnego. W naszym przypadku są te wartości nieco inne i można je znaleźć tylko w przybliżeniu, zupełnie jednak wystarczającem. Wykonany w tym celu rachunek, którego szczegóły pomijam, ażeby nie przedłużać artykułu, dał:

$$\lambda_w = 0{,}17, \qquad \lambda_z = 0{,}19.$$

Podstawiwszy teraz w równanie (11) raz: $\eta = e_z$, $R_0 + \eta = R_z$; drugi raz: $\eta = -e_w$, $R_0 + \eta = R_w$, otrzymamy ogólne wzory dla naprężeń we włóknach skrajnych wieńca, zewnętrznych σ_z i wewnętrznych σ_w, a mianowicie:

$$12)\ \begin{cases} \frac{\sigma_z}{\sigma_0} = \frac{1-\lambda_z}{1-\psi} + \frac{\psi}{1-\psi} + \frac{e_z}{R_z} - \frac{1}{2}\cdot\Phi(\alpha,\psi)\cdot\left[\left(1+\frac{R_0^2}{i^2}\cdot\frac{e_z}{R_z}\right)\cdot\left(\frac{1+\psi}{\alpha}-\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha}\right)+\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha}\right] \\ \frac{\sigma_w}{\sigma_0} = \frac{1+\lambda_w}{1-\psi} + \frac{\psi}{1-\psi} - \frac{e_w}{R_w} - \frac{1}{2}\cdot\Phi(\alpha,\psi)\cdot\left[\left(1-\frac{R_0^2}{i^2}\cdot\frac{e_w}{R_w}\right)\cdot\left(\frac{1+\psi}{\alpha}-\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha}\right)+\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha}\right] \end{cases}$$

przy tych samych oznaczeniach skracających co w równaniu (11). Wzory te jakkolwiek dość długie są przecież znacznie wygodniejsze w zastosowaniu praktycznem od metody obliczenia której, używa prof. *M. Tolle* w dziele: „Regelung der Kraftmaschinen" (wyd. 3-cie, Berlin, 1921). Metoda ta wychodzi z t. zw. dokładnych równań zginania prętów silnie zakrzywionych, prowadzących do hiperbolicznego rozkładu naprężeń. Atoli — biorąc ściśle — jest to tylko III-cie przybliżenie, różniące się w naszym przypadku tylko nader nieznacznie od przybliżenia II-go. Nadto dokładność III-go przybliżenia staje się zupełnie iluzoryczną, skoro się zaniedba, jak to czyni *Tolle*, i inni autorowie, nierównomierności rozkładu siły podłużnej, co odpowiada przyjęciu:

$$\lambda_z = \lambda_w = o$$

Oba sposoby obliczenia nie uwzględniają coprawda zmniejszenia swobodnej długości części wieńca wskutek stosunkowo znacznej szerokości ramion, a także nie liczą się ze zwiększeniem naprężeń w miejscach połączenia ramion z wieńcem. Ale pierwszy wpływ jako korzystny pokrywa niewątpliwie lwią część drugiego niekorzystnego i dotychchczas teoretycznie nieopanowanego. Wpływ drugi próbują niektórzy inżynierowie ocenić w ten sposób, że wyznaczają, np. na rysunku, dość dowolnie środki przekrojów normalnych do konturu wewnętrznego, a miejsce tych środków uważają za oś pręta (o silnie zmiennym przekroju!) zakrzywionego bardziej od wieńca, poczem stosują znane wzory dla hiperbolicznego rozkładu naprężeń. Otóż rachunek taki jest teoretycznie niedopuszczalną ekstrapolacją i ma wartość zgoła problematyczną, jak dowodzą prace doświadczalne nad rozmieszczeniem naprężeń w przypadkach tego rodzaju (np. Dra *Wyss'a* z Gdańska).

Także i inne usiłowania dążące do zwiększenia dokładności w obliczeniu naprężeń nie byłyby w naszym przypadku na miejscu, albowiem błędy powyższego obliczenia w II-giem przybliżeniu mogą być tylko drobne wobec nieuchwytnych wartości naprężeń odlewniczych, a także wobec zaburzeń w stanie napięcia wywołanych konstrukcją połączeń obu połówek koła.

Kładąc we wzorach (12) $\varphi = o$ i $\varphi = \alpha$ otrzymamy dla naszego przypadku ($\alpha = arc\,30^0$) następujące wyrażenia dla naprężeń włókien skrajnych w dwóch charakterystycznych przekrojach wieńca.

1) w przekroju środkowym między ramionami

$$(13)\ \begin{cases} \frac{\sigma_z}{\sigma_o} = \frac{1-\lambda_z+\psi}{1-\psi} + \frac{e_z}{R_z} - \Phi(\alpha,\psi)\,.\,\left[\left(1+\frac{R_o^2}{i^2}\cdot\frac{e_z}{R_z}\right)\,.\,(0{,}95493\,.\,\psi - 0{,}04507)+1\right] \\ \frac{\sigma_w}{\sigma_o} = \frac{1+\lambda_w+\psi}{1-\psi} - \frac{e_w}{R_w} - \Phi(\alpha,\psi)\,.\,\left[\left(1-\frac{R_o^2}{i^2}\cdot\frac{e_w}{R_w}\right)\,.\,(0{,}95493\,.\,\psi - 0{,}04507)+1\right] \end{cases}$$

II) W przekroju przylegającym do ramienia:

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_0} = \frac{1 - \lambda_z + \psi}{1 - \psi} + \frac{e_z}{R_z} - \Phi(\alpha, \psi) \,.$$

$$\cdot \left[\left(1 + \frac{R_0^2}{i^2} \cdot \frac{e_z}{R_z}\right) . (0{,}955 \,.\, \psi + 0{,}0889) + \right.$$

$$\left. + \; 0{,}866 \right]$$

14)
$$\frac{\sigma_w}{\sigma_0} = \frac{1 + \lambda_w + \psi}{1 - \psi} - \frac{e_w}{R_w} - \Phi(\alpha_1 \,, \psi) \,.$$

$$\cdot \left[\left(1 - \frac{R_0^2}{i^2} \cdot \frac{e_w}{R_w}\right) . (0{,}955 \,.\, \psi + 0{,}0889) + \right.$$

$$\left. + \; 0{,}866 \right]$$

Do rachunku liczbowego posłużyły wartości następujące:

$R_z = 1550$, $R_o = 1378$, $R_w = 1165$ *mm*; pole przekroju wieńca $F = 1400$ cm^2
$J = 166440$ cm^4, $i^2 = 11890$ mm^2;
$\psi = 0{,}006225$; $e_z = 172$, $e_w = 213$ *mm*
$l = 740$ *mm*, $F_1 = 397{,}5$ cm^2.

Na podstawie tych danych znajdujemy z wzorów (13) i (14) wartości w przekroju środkowym:

$$\sigma_z = 0{,}886 \,.\, \sigma_0, \quad \sigma_w = 0{,}674 \,.\, \sigma_0$$

zaś w przekroju niebezpiecznym (tuż przy ramionach):

$$\sigma_z = 0{,}524 \,.\, \sigma_0, \quad \sigma_w = 1{,}271 \,.\, \sigma_0$$

Ponieważ $\sigma_0 = 0{,}1403 \,.\, \omega^2$ (w kg/cm²), przeto naprężenie niebezpieczne we włóknie wewnętrznem wieńca przy ramieniu ma wartość:

$$\sigma_{nieb.} = 0{,}1783 \,.\, \omega^2$$

Wartość tę wypada jeszcze podwyższyć dla przekrojów po obu stronach złącza wieńcowego, ponieważ te przekroje są osłabione otworami na kliny. Tutaj musimy poprzestać oczywiście na ocenie przybliżonej przyjmując, że siła podłużna, która w pełnym przekroju przenosiła się na pole 1400 cm², rozkłada się teraz na 1133 cm². Odpowiednie naprężenie zwiększy się przez to w stosunku 1400 : 1133 = 1,235, czyli o 23,5%. Pomijając drobne zmiany naprężeń zginających wobec tego, że osłabienie przekroju leży w środku, gdzie te naprężenia są bardzo małe, znajdziemy przeto dla naprężenia skrajnego σ_w zamiast $1{,}271\sigma_0$ wartości:

$$\sigma_w = (1{,}271 + 0{,}235) \,.\, \sigma_0 = 1{,}506 \,.\, \sigma_0 \text{ czyli}$$
$$\sigma_{nieb} = 0{,}2113\omega^2 \quad (\text{w } kg/cm^2)$$

Przyjąwszy 900 kg/cm^2 = 9 kg/mm^2 jako zaokrągloną wartość wytrzymałości materjału na rozciąganie według dat z badań w kilku pracowniach, otrzymujemy dla krytycznej prędkości kątowej koła wartość:

$$\omega = \sqrt{\frac{900}{0{,}2113}} = 65{,}3 \; sek^{-1},$$

czyli znowu około trzykrotną wartość normalną.

Nasuwa się teraz pytanie, czy znalezione powyżej miejsce niebezpieczne w wieńcu jest istotnie najsłabszem miejscem koła, czy też należy tego miejsca szukać w piaście osłabionej ostremi wcięciami na kliny, lub w złączach obu części koła, albo wreszcie w ramionach. Wszak po katastrofie znaleziono pęknięcie nawskroś we wszystkich wymienionych częściach. Otóż niemal napewno twierdzić można, że najpierw pękło tylko jedno z miejsc najsłabszych, poczem w ułamku sekundy siły bezwładności dokonały dzieła zniszczenia do reszty. Jakkolwiek więc upatrywałem odrazu miejsce niebezpieczne w przyramiennym, osłabionym otworem, przekroju wieńca, to jednak wykonałem obliczenie naprężeń dla innych wymienionych części, oczywiście przy analogicznych założeniach, t. j. bez uwzględnienia wpływu podziału piasty i wieńca na dwie połówki, co prowadziłoby do beznadziejnie długich, a przytem niepewnych rachunków. Okazało się przytem, że krańcowe naprężenia w ramionach są około dwóch razy, a w piaście prawie trzy razy mniejsze od naprężeń krańcowych w wieńcu. Chociaż tedy wycięcia na kliny osłabiły niewątpliwie piastę, zwłaszcza wskutek miejscowej znacznej podwyżki naprężeń, (działanie „karbu") to jednak wyniki wszystkich moich dotychczasowych obliczeń każą wątpić w słuszność „przypuszczenia, że wypadek wziął początek od pęknięcia piasty", jak to czytamy we wspomnianym referacie inż. *R. Biedrzyckiego.* (Podobne zapatrywanie słyszałem także z ust prof. *W. Chrzanowskiego;* wynika ono również z wywodów opartych na obliczeniach zurychskiego profesora *ten Bosch'a*).

Nie przeczę oczywiście kategorycznie możliwości tego wypadku, jednakże twierdzę, że jest on mało prawdopodobny. Jeżeliby zaś istotnie tak się rzecz miała, czego sprawdzić niepodobna, to do przedwczesnego pęknięcia piasty mogła doprowadzić tylko miejscowa wada materjału w połączeniu z naprężeniami odlewniczemi i montażowemi. Przy materjale dostatecznie jednolitym pod względem wytrzymałościowym pierwsze pęknięcie powstać mogło jedynie w wymienionym powyżej przekroju wieńca. Takie pęknięcie wyzwala natychmiast ogromne momenty zginające w wieńcu, ramionach i piaście, co prowadzi do pęknięć we wszystkich prawie częściach, jak to w samej rzeczy zaszło podczas katastrofy. Działanie zaś niezrównoważonych sił odśrodkowych na wał trwało zbyt krótko, ażeby mogło powodować jego odkształcenie trwałe o wielkości dostrzegalnej.

Pozostaje jeszcze wyjaśnić dlaczego w moich obliczeniach doszedłem do wyniku niezgodnego z wnioskiem otrzymanym przez prof. *ten Bosch*'a, że piasta była słabszą od wieńca. Otóż prof. *ten Bosch* przyjmuje w rachunku wytrzymałościowym, że cała siła odśrodkowa połówki koła przenosi się na piastę, tak, jakby połówki wieńca nie były wcale połączone nawzajem.

Tak się istotnie liczy przy projektowaniu koła z powodu statycznej niewyznaczalności czterech przynajmniej reakcyj pomiędzy obiema połówkami koła. Atoli w rzeczywistości mogą zachodzić między reakcjami piasty a reakcjami wieńca różnice tylko nieznaczne (kilka lub kilkanaście %, a nie 100%.

Jest zrozumiałem, że ostrożność konstruktora nakazuje mu osobliwie wzmacniać miejsca tego rodzaju, ale w tym przypadku obliczenie ekspertyzy nie powinno naśladować obliczeń konstruktorskich. Ekspertyza dąży bowiem do zbadania istotnej przyczyny katastrofy i dlatego musi unikać założeń grzeszących dowolnością lub odbiegających tak dalece od prawdy. Daleko więcej zbliżonem do niej byłoby przyjęcie, że połowa całkowitej siły odśrodkowej przenosi się na wieniec, a druga połowa na piastę. Rachując w ten sposób otrzymujemy oczywiście dwa razy mniejsze naprężenia w piaście i musimy dojść do wniosku, że w wieńcu należy szukać najsłabszego miejsca koła.

EKSPLOZJA KOŁA ZAMACHOWEGO.

(Przyczynek do dyskusji. por. *Technika Cieplna*, 1928, str. 17 i 18).

I.

Dla dyskusji nad pow. wypadkiem przygotowałem ze swej strony dużo materjału cyfrowego, jednakże wskutek późnej pory nie mogłem absorbować uwagi słuchaczów i musiałem zrezygnować z przytoczenia odnośnych uwag. Po dokładnem zaznajomieniu się z protokółem obrad chciałbym do słów wypowiedzianych przezemnie w czasie dyskusji dorzucić kilka uwag.

1. Dzielenie koła.

Wiadomo ogólnie, że dzielenie koła przez ramiona jest teoretycznie słuszniejsze, niż między ramionami, a wskazują na to ogólnie znane, znakomite powagi naukowe. *Tolle* n. p. pisze w swojej książce „Regelung der Kraftmaschinen" w wydaniu III na stronie 273: „Die Teilebene legt man heute noch meist in die Mitte zwischen zwei Armen, obwohl diese Teilung nur bei sorgfältigster Verbindung des Kranzes an den Teilungsstellen zulassig ist und theoretisch als ungeeignet bezeichnet werden muss". Niemniej jednak w tem samem dziele *Tolle* podaje wzorowe rysunki różnych kół zamachowych, dzielonych między ramionami. (Strona 275, 276, 278, 279, 280 i 281). Jak wiadomo, dużo względów przemawia za dzieleniem koła między ramionami, jak np. wzgląd na uniknięcie natężeń odlewniczych przy stygnięciu odlewu oraz łatwiejszą obróbkę materjału, tak że po dziś dzień spotyka się więcej kół zamachowych dzielonych między ramionami niż przez ramiona.

2. Kliny piasty.

Do wywodów p. *inż. Töpfer'a*, który uważa założenie klinów stycznych przy kole zamachowem za zupełnie zbyteczne z powodu braku sił na obwodzie tegoż koła, któreby były przenoszone przez linę lub pas napędowy, chciałbym nadmienić co następuje:

Każdy kto ma do czynienia z silnikami spalinowemi wie że przy rozruchu maszyny, jak i przy jej zatrzymaniu powstają poważne siły przyśpieszające względnie opóźniające, które przez kliny piastowe przenoszone zostają na wał korbowy. W stosunku do tych sił, siły zachodzące w pasie lub linie transmisyjnej są minimalne, tak że dla konstrukcji klinów piastowych miarodajne są jedynie wymienione siły przyśpieszające lub opóźniające w wieńcu koła. Dla udowodnienia tego weźmy pod uwagę jako przykład koło zamachowe w K. Przy pomiarach dokonanych na stanowisku próbnem stwierdziliśmy, że silnik w ciągu 3 sekund i mniej przechodzi z bezruchu na normalną ilość obrotów.

Przyjmując, że przyrost szybkości koła zamachowego przy puszczeniu silnika w ruch ze stanu bezruchu do pełnej ilości obrotów jest proporcjonalny do czasu przyjęcia przez maszynę normalnego rozpędu, co i *Tolle* przyjmuje w swojem dziele, na str. 483, szybkość punktu ciężkości przekroju wieńca przy normalnej ilości obrotów na minutę wyniesie.

$$V = \frac{\pi \, . \, 2{,}75 \, . \, 214}{60} = \text{około } 30{,}6 \text{ m/sek.}$$

a przyśpieszenie równać się będzie

$$W = \frac{30{,}6}{3} = 10{,}2 \text{ m/sek.}^2$$

Wieniec koła z przynależnemi częściami waży około 10000 kg. Wobec tego siła przyśpieszająca wzgl. opóźniająca przy rozruchu wzgl. zatrzymaniu silnika wynosić będzie — przyjmując, że czas rozruchu maszyny wynosi 3 sekundy:

$$P = \frac{11000}{9{,}81} \, . \, 10{,}2 = \text{ok. } 10350 \text{ kg,}$$

Siła obwodowa natomiast przy przenoszeniu

całkowitej mocy 800 KM przez linę lub pas wynosić będzie:

$$P_u = \frac{75\ N}{V_u} = \frac{75 . 800 . 60}{\pi . 3{,}1 . 214} = 1720 \text{ kg},$$

co stanowi jedynie ok. 16% siły przyśpieszającej. Tem samem siła przyśpieszająca będzie miała dla konstrukcji klinów piasty zasadnicze znaczenie. Z tego też względu stosuje się przy ciężkich kołach zamachowych kliny styczne, jak na to wskazuje „Hütte", tom 2, strona 5, wydanie 25.

Do uwagi, zgłoszonej ze strony trzeciej, jakoby kliny przy kole były zupełnie błędnie założone, a że należy je umieścić niesymetrycznie pod kątem 120°, lub 150°, chciałbym nadmienić co następuje:

Przy nieszczelności zaworu rozruchowego zdarza się często przy rozruchu lub zatrzymaniu maszyny, że koło zamachowe wykonywuje ruch wahadłowy, przyczem siły bezwładności w wieńcu koła zmieniają się z plus na minus. Gdyby koło zamachowe obracało się jedynie w jednym kierunku, natenczas możnaby się zgodzić z tego rodzaju założeniem klinów piastowych. Ponieważ jednak ruch koła odbywa się również w kierunku przeciwnym, przeto niesymetryczne założenie klinów jest błędne i koło zamachowe mogłoby rozerwać się w piaście. To też przy normalnej ilości obrotów wskazane będzie urządzenie wpustek klinowych symetrycznie do styku. Jeśli jednakże obroty maszyny wzrosną do kilkakrotnej wartości normalnej ilości obrotów, natenczas naturalnie nie pomoże nawet najdoskonalsze założenie klinów i koło będzie z konieczności musiało się rozerwać.

3. Materjał koła zamachowego.

Co do znalezionych w niektórych miejscach koła baniek, muszę nadmienić, że jest to zwykłem zjawiskiem przy tego rodzaju wielkich odlewach. Chociaż i bańka w wieńcu koła była stosunkowo wielka, to jednak przez otwory dla połączenia łubkowego, posiadające średnice 206 mm, wieniec był jeszcze więcej osłabiony, tak że niebezpieczny przekrój wieńca znajduje się nie w miejscach baniek, lecz przy połączeniu łubkowem.

4. Regulator bezpieczeństwa.

Jest rzeczą naturalną, że każdy środek, zmierzający do podniesienia bezpieczeństwa ruchu jest pożądany przy silnikach. Z drugiej strony jednakże należy mieć na względzie, że silnik Diesla jest sam w sobie jedną z najwięcej skomplikowanych maszyn, a założenie drugiego regulatora skomplikowałoby jego konstrukcję jeszcze więcej. Praktyka zaś wykazała, że silniki Diesla pracują dobrze i z całkowitą pewnością i bez tego dodatkowego regulatora. Eksplozje tego rodzaju są bardzo rzadkie, czyli poprostu stało się nieszczęście, które we wszelkich warunkach zdarzyć się może. Koło było zaprojektowane dla 214 obrotów na minutę, a eksplozja nastąpiła w granicach między 540 a 690 obrotami. Takiej nadwyżki nie wytrzyma żadne normalnie skonstruowane koło.

L. Selikowski, inż, Gdańsk.

II

Pized kilku laty miałem sposobność bliższego zbadania podobnego wypadku z kołem zamachowem o zbliżonej konstrukcji.

Sposób połączenia obu połówek wieńca uważam za główną przyczynę eksplozji. Koło zamachowe powinno być dzielone przez ramiona.

Przy dzieleniu wieńca pomiędzy ramionami powstają w styku siły zginające i ścinające, (Klemmwirkung) które decydują o mocy połączenia klinowego. O siłach tych wspomina *Bach* w pracy: Elemente des Maschinenbaues. Praktyka niemiecka przestrzega przeto podziału kół zamachowych przez ramiona.

(—) *W. Seeberger, inż., Berlin-Frohnau.*

UROCZYSTOŚĆ WYKONANIA 10000-GO KOTŁA.

Tow. Akc. budowy kotłów Parowych i Maszyn W. Fitzner i K. Gamper w Sosnowcu obchodziło w dniu 28 kwietnia b. r. rzadką uroczystość zawodową wykończenia dziesięciotysiącznego kotła parowego. W uroczystości wzięli udział przybyli z różnych stron kraju zaproszeni goście oraz liczni pracownicy fabryczni.

Wkrótce będziemy mogli podać dokładniejszy rys rozwoju i programu pracy tych pierwszorzędnych zakładów krajowych. Na razie ograniczamy się krótką wzmianką niniejszą łącząc się z licznymi uczestnikami obchodu w życzeniach dalszego rozwoju i powodzenia na jakie ta zasłużona placówka pracy przemysłowej ze wszech miar zasługuje.



10000-ny kocioł S. A. W. Fitzner i K. Gamper.

Oznaczanie wartości opałowej paliwa

Laboratorjum badania węgla przy Biurze Okręgowem

Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie,

w Dąbrowie Górniczej, przy ul. Sienkiewicza 7,

telefon 1-01

przeprowadza badania wartości opałowej paliwa po cenach następujących:

Oznaczenie wartości opałowej z podaniem zawartości wody i popiołu zł. .	35.00
Oznaczenie wody lub popiołu	5.00
Oznaczenie koksu lub części lotnych	10.00
Oznaczenie zawartości siarki	15.00
Wykonanie analizy elementarnej	45.00

Przed wysłaniem próbki należy porozumieć się z pracownią.

BIURO TECHNICZNE

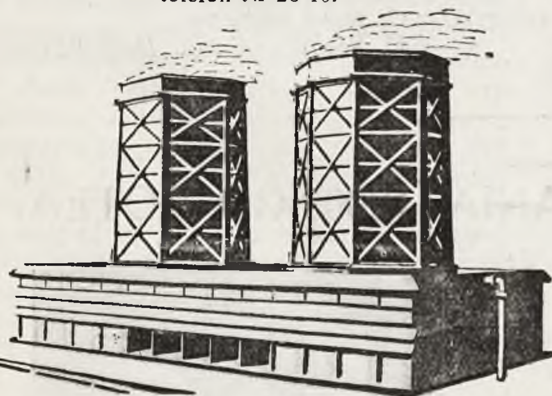
JULJUSZ OVERHOFF

Kraków, Garncarska 8.

Adres telegr.

Inżdrzewiecki Kraków

telefon № 26-10.



BUDOWA CHŁODNIC OCIEKOWO KOMINOWYCH

do oziębiania wód pat. Overhoff-Thausing od najmniejszych do największych sprawności.

Dostawa maszyn chłodniczych „Abdamos“ do wyzyskania par odlotowych przy silnikach.

ŁAZOWSKIE ZAKŁADY CERAMICZNE

SP. Z OGR. POR.

ŁAZY, STAR. ZAWIERCIAŃSKIE.

Cegła ręczna i maszynowa wszelkie roboty szamotowe. Cegła fasonowa, podług rysunków. Cegła szamotowa norm. 29-36 St. Seg. i zawartości do 45% Al_2O_3. Płyty piekarskie i zaprawy szamotowe stale na składzie.

269—6

KUPIMY

Kocioł kornwalijski

pow. ogrzew. 50 m.², na ciśnienie 8 atm.;

Krochmalnia Zulin-Rejowiec Lubelski

266—2

Zeszyt niniejszy zawiera wkładki Firm:

1. **W Fitzner i K. Gamper w Sosnowcu**
2. **H. Koetz, Nast., w Mikołowie.**